



Pohon sloupového nákladního výtahu GEDA 500Z

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství
Autor práce: **Tomáš Pacholík**
Vedoucí práce: doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.





Drive design of GEDA 500Z for column lift

Bachelor thesis

Study programme: B2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2301R000 – Mechanical Engineering
Author: **Tomáš Pacholík**
Supervisor: doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Tomáš Pacholík**

Osobní číslo: **S15000142**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Strojní inženýrství**

Název tématu: **Pohon sloupového nákladního výtahu GEDA 500Z**

Zadávací katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Navrhnete pohon sloupového nákladního výtahu GEDA 500Z vyrábějící firmou KOS-KV o výkonu 5,5kW a rychlosti pojezdu 0,5 m/s.

Obsah bakalářské práce


1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 50
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:


- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby - několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 - Ozubená kola - Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: 12. února 2018
Termín odevzdání bakalářské práce: 12. srpna 2019


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2018

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že texty tištěné verze práce a elektronické verze práce vložené do IS STAG se shodují.

19. 6. 2019

Tomáš Pacholík

Poděkování

Mé poděkování patří panu doc. Ing. Michalu Petřů, Ph.D. vedoucímu mé práce za cenné rady a za jeho ochotu při psaní mé bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval své rodině za podporu při psaní této práce, ale také během celé doby studia.

Anotace

Tato bakalářská práce se věnuje konstrukci pohonu sloupového nákladního stavebního výtahu Geda 500Z. Teoretická část popisuje vybrané díly zařízení. Následuje nosná část celé práce, kterou tvoří výpočtová zpráva. Práce také obsahuje 3D model výtahu, výkresovou dokumentaci pěti dílů a výkres sestavy převodovky s kusovníkem včetně ekonomického zhodnocení.

Klíčová slova

výtah, převodovka, výpočtová zpráva, hřídel, ozubené kolo, ložisko

Annotation

This bachelor thesis deals with the design of column lift Geda 500Z. The theoretical part describes certain parts of the device. Next is the main part of whole thesis the calculation report. The thesis also contains 3D model of the lift, the drawing documentation of five parts and the drawing of gearbox assembly with bill of material including economic evaluation.

Keywords

lift, gear box, calculation report, shaft, gear, bearing

Obsah

1	Úvod.....	10
1.1	Představení bakalářské práce.....	10
2	Průzkum potencionálních řešení	11
2.1	Pastorek a ozubený hřeben	11
2.2	Elektromotor	12
2.3	Hřídelová spojka.....	12
2.4	Převodová skříň	13
2.5	Mechanismus řazení	13
3	Výpočtová zpráva převodovky	14
3.1	Skica převodovky	14
3.2	Výpočet základních parametrů převodového ústrojí	15
3.3	Kuželové soukolí se šikmými zuby	15
3.3.1	Geometrie soukolí	16
3.3.2	Silové poměry soukolí.....	19
3.3.3	Pevnostní kontrola soukolí	20
3.4	Čelní soukolí se šikmými zuby - 1	22
3.4.1	Geometrie soukolí	22
3.4.2	Silové poměry soukolí.....	24
3.4.3	Pevnostní kontrola soukolí	25
3.5	Čelní soukolí se šikmými zuby - 2	27
3.5.1	Geometrie soukolí	27
3.5.2	Silové poměry soukolí.....	30
3.5.3	Pevnostní kontrola soukolí	30
3.6	Čelní ozubené kolo s přímými zuby	32
3.6.1	Geometrie soukolí	32
3.6.2	Silové poměry soukolí.....	33
3.6.3	Pevnostní kontrola soukolí	33
3.7	Výpočet ohybových momentů na hřídelích.....	33

3.7.1	Hřídel 1 (vstupní)	34
3.7.2	Hřídel 2.1 bez reverzace	37
3.7.3	Hřídel 2.2 s reverzací	37
3.7.4	Hřídel 3	44
3.7.5	Hřídel 4 (výstupní)	47
3.8	Návrh průměrů a pevnostní kontroly hřídelí	50
3.8.1	Hřídel 1 (vstupní)	50
3.8.2	Hřídel 2	51
3.8.3	Hřídel 3	53
3.8.4	Hřídel 4 (výstupní)	54
3.9	Návrh ložisek	55
3.9.1	Ložisko A	55
3.9.2	Ložisko B	55
3.9.3	Ložisko C	56
3.9.4	Ložisko D	56
3.9.5	Ložisko E	57
3.9.6	Ložisko F	58
3.9.7	Ložisko G	58
3.9.8	Ložisko H	58
3.10	Návrh spojení hřídelí a ozubených kol	59
3.10.1	Hřídel 1	59
3.10.2	Hřídel 2	59
3.10.3	Hřídel 3	60
3.10.4	Hřídel 4	61
4	Finální konstrukce sloupového nákladního výtahu Geda 500Z	62
5	Ekonomické zhodnocení	63
6	Závěr	64
7	Literatura	67

1 Úvod

S rostoucí populací je potřeba uspokojit poptávku po nemovitostech, ať už se jedná o bytové nebo komerční prostory. Při stavbě těchto budov se dělníci musí potýkat s různými problémy. Jedním z nich může být i doprava materiálu, nářadí nebo samotných pracovníků do vyšších pater stavby. Tento problém může být odstraněn vícero způsoby. Jedním z nich je použití sloupového nákladního výtahu. Díky svým kompaktním rozměrům nevyžaduje mnoho prostoru. S jeho pomocí lze i snadno a rychle zbudovat lešení. Pro pohon sloupového nákladního výtahu lze využít elektromotor s převodovkou, což se stalo náplní mé bakalářské práce.

1.1 Představení bakalářské práce

Náplní této bakalářské práce je návrh konstrukce pohonu sloupového nákladního výtahu Geda 500Z. Základní konstrukce a parametry zařízení byly převzaty od výrobce, firmy KOS-KV. Výtah slouží nejen k přepravě stavebního materiálu do vyšších pater stavby, ale i k transportu osob. Nosnost výtahu je projektována na 500 kg nebo na převoz 4 osob do této hmotnosti. Rychlost pojezdu je stanovena na 0,5 m/s.

Celé pohonné zařízení se skládá z elektromotoru, hřídelové spojky a převodového mechanismu. O pohon výtahu se stará elektromotor o výkonu 5,5 kW. Ten je připojen k dvoustupňové převodovce pomocí vhodně zvolené hřídelové spojky. Převodovka obsahuje kuželové soukolí, pomocí něhož je realizována reverzace otáček a dvě čelní soukolí. Návrh ozubených soukolí musí obsahovat výpočet geometrických parametrů, silových poměrů a pevnostní kontroly. Dále je potřeba navrhnout způsob řazení zpětného chodu. Při návrhu hřídelí bude provedena pevnostní kontrola na statický krut a střídavý ohyb. Jejich spojení bude realizováno pomocí pevných nebo pohyblivých spojů. Nezbytnou součástí jsou také ložiska, která musí odpovídat požadované životnosti. Pohyb výtahu je na výstupu z převodovky realizován pomocí pastorku, který se odvaluje po ozubeném hřebenu s přímým ozubením. Nakonec je potřeba navrhnout převodovou skříň.

Celé zařízení je umístěno v rámové konstrukci, jejíž součástí je i transportní plošina. Práce bude rovněž obsahovat 3D model zařízení a 2D výkresy vybraných součástí. Na závěr bude navržená konstrukce pohonu ekonomicky zhodnocena.

2 Průzkum potencionálních řešení

2.1 Pastorek a ozubený hřeben

Přenos krouticího momentu zajišťuje pastorek společně s ozubeným hřebenem s přímým ozubením. Výstupní otáčky převodového mechanismu byly experimentálně stanoveny na 60 ot/min. Pastorek musí být vhodně zvolen tak, aby byla dodržena předepsaná rychlost pojezdu 0,5 m/s a aby vyhovoval i z hlediska bezpečnosti. Pevnostní kontrola je uvedena v kapitole 3.6.3. Jako dodavatel výše uvedených součástí byla vybrána firma APEX DYNAMICS CZECH s.r.o., která se touto problematikou zabývá.

- Požadovaný průměr roztečné kružnice pastorku

$$d_7 = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot n_4} = \frac{60 \cdot 0,5}{\pi \cdot 60} = 159,15 \text{ mm} \quad (2.1.1)$$

Z jejich katalogu byl vybrán pastorek F08120B75 [4] s modulem 8 a počtem zubů 20. Jeho průměr roztečné kružnice činí 160 mm. Podle výše uvedeného vztahu je rychlost pojezdu při použití tohoto pastorku o 0,5 % vyšší, než je požadováno. Jedná se o velmi malou odchylku, kterou můžeme zanedbat.

Tabulka 2.1 Tabulka volených parametrů

nosnost výtahu	$m_{\max} = 500 \text{ kg}$
hmotnost výtahu s pohonným ústrojím	$m_v = 415 \text{ kg}$
výstupní otáčky	$n_4 = 60 \text{ ot/min}$

- Zatížení pastorku

$$F_g = (m_v + m_{\max}) \cdot g = (415 + 500) \cdot 9,81 = 8976 \text{ N} \quad (2.1.2)$$

- Výstupní krouticí moment

$$M_{k4} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_4} \cdot \eta_4 = \frac{5500 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 60} \cdot 0,98 = 859,56 \text{ N.m} \quad (2.1.3)$$

- Krouticí moment na pastorku

$$M_k = F_g \cdot \frac{d_7}{2} = 8976 \cdot \frac{0,16}{2} = 718,08 \text{ N.m} \quad (2.1.4)$$

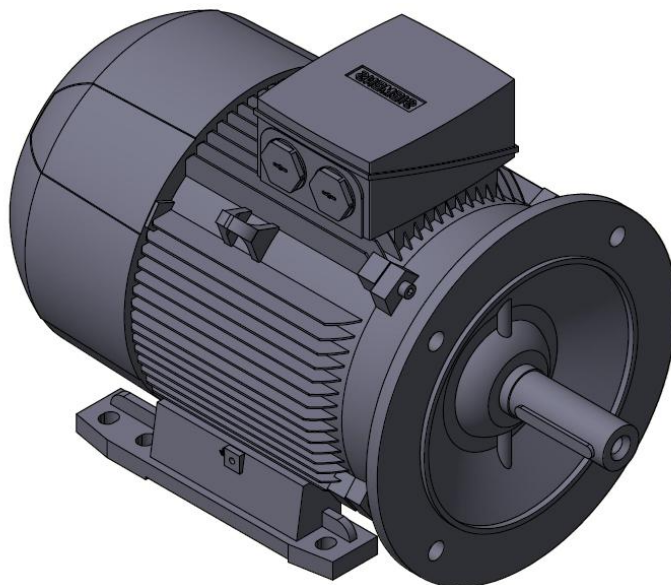
$$718,08 \text{ N.m} < 859,56 \text{ N.m} \quad (2.1.5)$$

$$k = \frac{M_{k4}}{M_k} = \frac{859,56}{718,08} = 1,2 \quad (2.1.5)$$

Zvolený elektromotor je předimenzován o 1,2.

2.2 Elektromotor

Pohon výtahu obstarává elektromotor. Podle zadání jsem zvolil z katalogu třífázový asynchronní elektromotor Siemens 1LE1002-1DD33-4JA4 [5] o výkonu 5,5 kW při 720 ot/min (obr. 2.2.1). S převodovkou je spojen pomocí šroubů přes přírubu, aby se zamezilo vnikání nečistot k hřídelové spojkce.

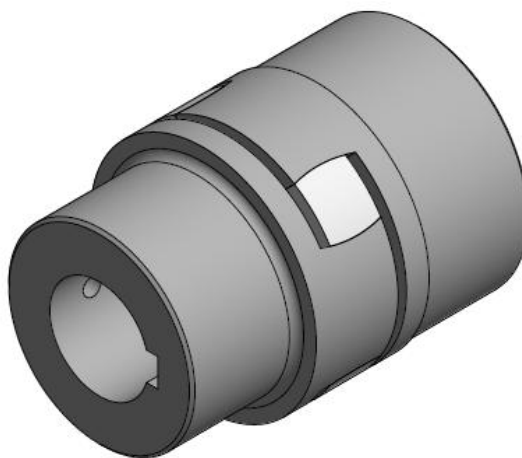


Obr. 2.2.1 Třífázový asynchronní elektromotor Siemens 1LE1002-1DD33-4JA4

2.3 Hřídelová spojka

Pro spojení výstupního hřídele elektromotoru a vstupního hřídele převodovky byla vybrána pružná spojka. Tento druh spojky kromě přenosu krouticího momentu také tlumí drobné vibrace a vyrovnává drobné nesouososti. Skládá se ze dvou nábojů a pružného středu.

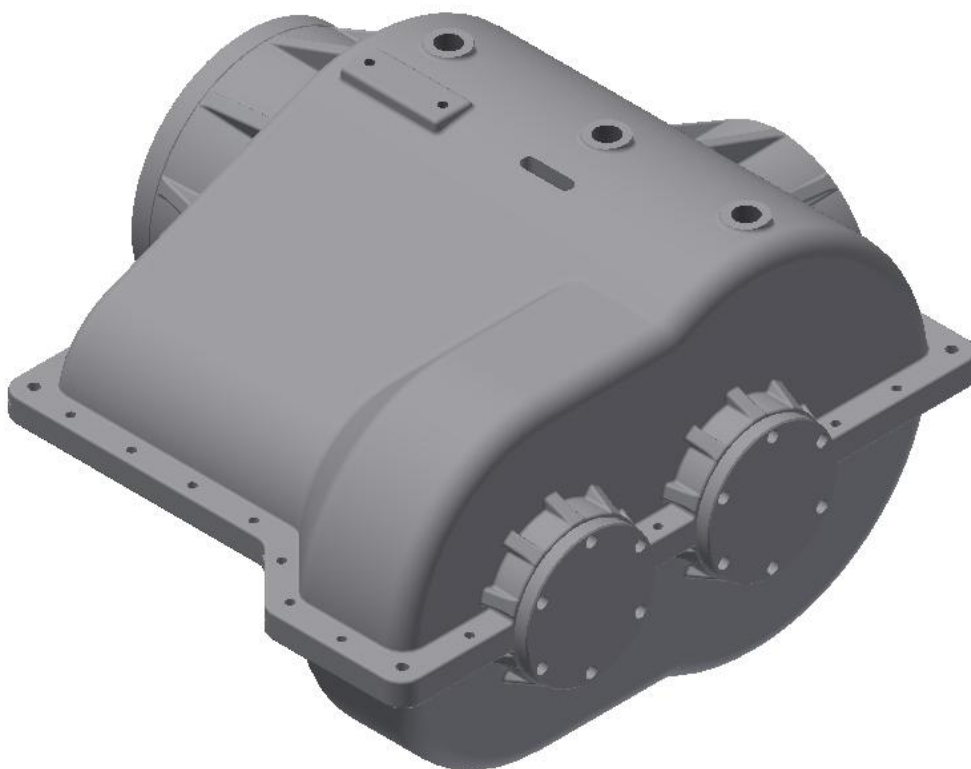
Spojku jsem zvolil GIFLEX GE-T 38A-45B [6] (obr. 2.3.1). Tyto spojky s náboji z litiny se dodávají nevrtané pouze se středícím důlkem.



Obr. 2.3.1 Pružná spojka

2.4 Převodová skříň

Výroba převodové skříně byla zvolena technologií odlévání. Byla vybrána z důvodu sériové výroby. Tato technologie, i přes velkou počáteční investici do formy, umožní zkrácení výrobních časů a tím i úsporu nákladů. Převodovou skříň je potřeba navrhovat z hlediska obecných zásad, které platí při navrhování odlitků. Skládá se ze dvou polovin a tří víček.



Obr. 2.4.1 Převodová skříň

2.5 Mechanismus řazení

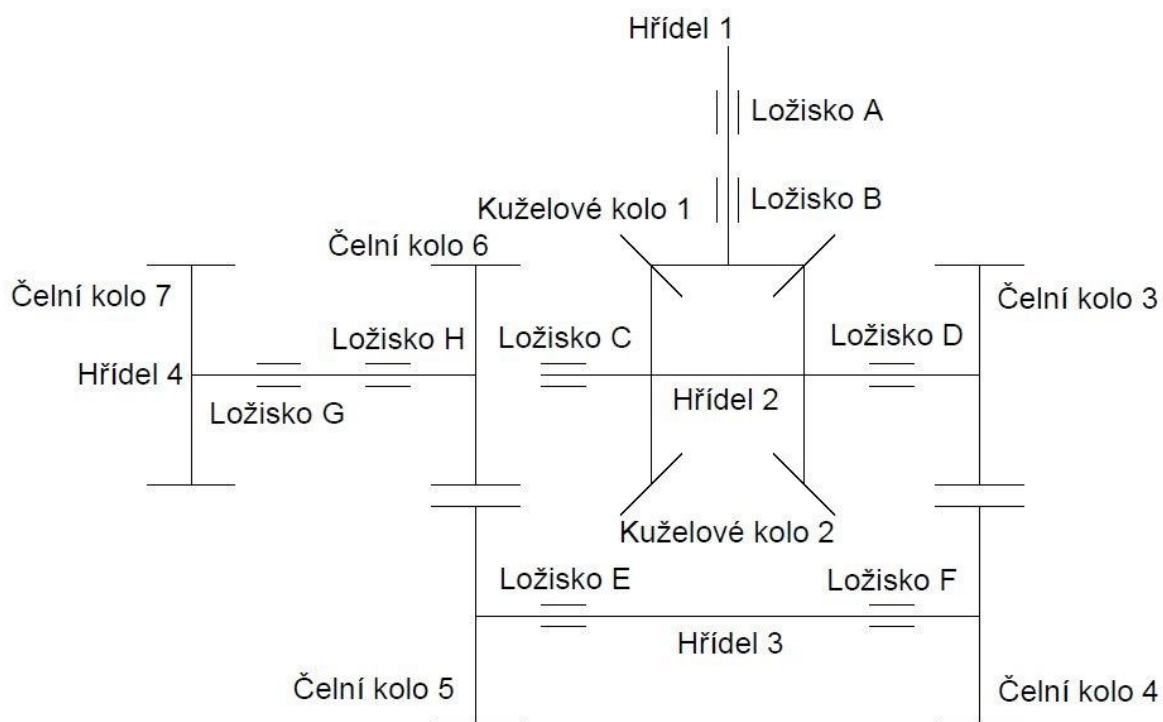
Tato převodovka umožňuje reverzaci otáček. Této vlastnosti je docíleno pomocí dvou kuželových kol, které společně zabírají s pastorkem. Kola jsou volně uložena na společné hřídeli na kluzných pouzdrech. Vzhledem ke skutečnosti, že řazení bude probíhat za klidu, není potřeba využití synchronizační spojky. K řazení dochází pomocí kroužku, který se po hřídeli posouvá po rovnobokém drážkování a pevně spojuje jedno kuželové kolo se hřídelí. Řadící kroužek je ovládán pomocí 12V elektrického lineárního motoru (obr. 2.5.1).



Obr. 2.5.1 Lineární pohon 50 mm 12V [8]

3 Výpočtová zpráva převodovky

3.1 Skica převodovky



Obr. 3.1.1 Skica převodovky

3.2 Výpočet základních parametrů převodového ústrojí

- Jednotlivé převodové poměry

$$i_{1,2} = \frac{65}{28} = 2,32 \quad (3.2.1)$$

$$i_{3,4} = \frac{66}{29} = 2,28 \quad (3.2.2)$$

$$i_{5,6} = \frac{66}{29} = 2,28 \quad (3.2.3)$$

- Celkový převodový poměr

$$i_c = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot i_{5,6} = \frac{65}{28} \cdot \frac{66}{29} \cdot \frac{66}{29} = 12 \quad (3.2.4)$$

- Výpočet otáček

$$n_1 = n_{vstupní} = 720 \text{ min}^{-1} \quad (3.2.5)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{720}{2,32} = 310 \text{ min}^{-1} \quad (3.2.6)$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{3,4}} = \frac{310}{2,28} = 136 \text{ min}^{-1} \quad (3.2.7)$$

$$n_4 = n_{výstupní} = \frac{n_3}{i_{5,6}} = \frac{136}{2,28} = 60 \text{ min}^{-1} \quad (3.2.8)$$

- Krouticí momenty

Průměrnou účinnost soukolí počítám 98%. Celková účinnost převodovky je

$$\eta_c = \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 0,98^4 = 92,2\% \quad (3.2.9)$$

$$M_{k1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{5500 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 720} = 72,95 \text{ N.m} \quad (3.2.10)$$

$$M_{k2} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_2} \cdot \eta_2 = \frac{5500 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 310} \cdot 0,98 = 165,95 \text{ N.m} \quad (3.2.11)$$

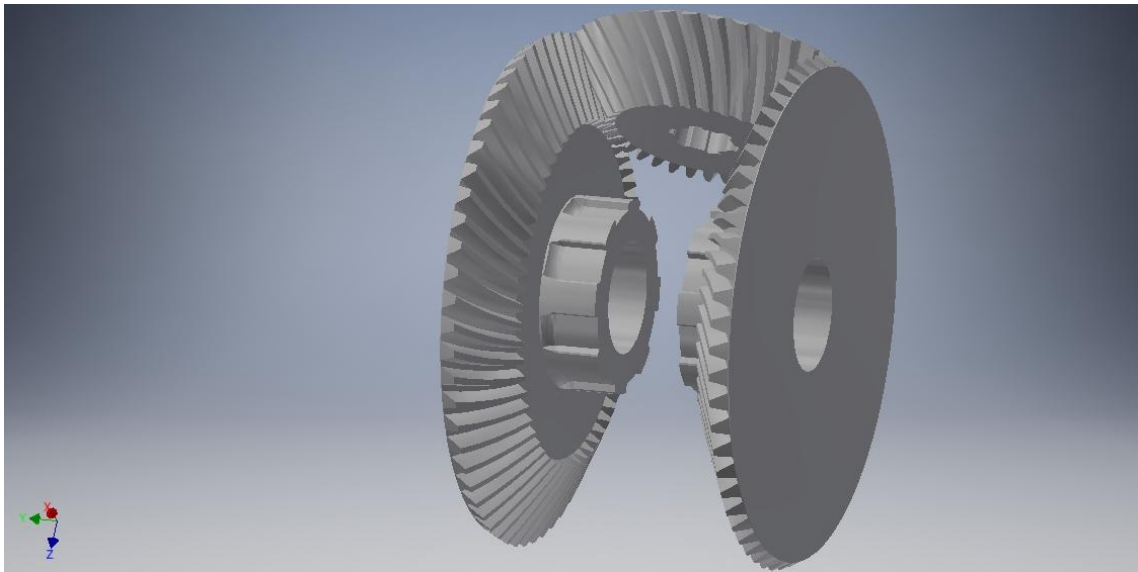
$$M_{k3} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_3} \cdot \eta_3 = \frac{5500 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 136} \cdot 0,98 = 377,68 \text{ N.m} \quad (3.2.12)$$

$$M_{k4} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_4} \cdot \eta_4 = \frac{5500 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 60} \cdot 0,98 = 859,56 \text{ N.m} \quad (3.2.13)$$

3.3 Kuželové soukolí se šikmými zuby

Pro kuželové soukolí, které je zobrazeno na obr. 3.3.1, byl vybrán materiál 12 051.4.

Počet zubů pastorku a jejich sklon byl zvolen $z_1 = 28$; $\beta = 20^\circ$. Všechny parametry jsou pak uvedeny v tabulce 3.3.1.



Obr. 3.3.1 Kuželové soukolí č. 1, 2

Tabulka 3.1 Parametry kuželového soukolí č. 1, 2

Pastorek (kolo 1)		Kuželové kolo (kolo 2)	
materiál	12 051.4	materiál	12 051.4
zuby povrchově kalené po boku			
tvrdost V_{HV}	600	tvrdost V_{HV}	600
σ_{Hlim}	1140 MPa	σ_{Hlim}	1140 MPa
σ_{Flimb}	390 MPa	σ_{Flimb}	390 MPa
Re	390 MPa	Re	390 MPa
počet zubů z_1	28 zubů (volím)	počet zubů z_2	$z_1 \cdot i_{1,2} = 28 \cdot 2,32 = 65$ zubů
úhel sklonu zubů $\beta = 20^\circ$			

3.3.1 Geometrie soukolí

- Návrh modulu na dotyk
 - Průměr roztečné kružnice pastorku uprostřed šířky zubu

$$f_H = 690$$

$$K_A = 1,5$$

$$K_{H\beta} = 1,4$$

$$M_{k1} = 72,95 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$i_{1,2} = 2,32$$

$$\psi_L = 0,23$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,4 = 2,1 \quad (3.3.1)$$

$$\psi_d = \frac{\psi_L \cdot \sqrt{1 + i_{1,2}^2}}{2 - \psi_L} = \frac{0,23 \cdot \sqrt{1 + 2,32^2}}{2 - 0,23} = 0,328 \quad (3.3.2)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1140 = 912 \text{ MPa} \quad (3.3.3)$$

$$d_{m1} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1}}{\psi_d \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{1,2} + 1}{i_{1,2}}}$$

$$d_{m1} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 72,95}{0,328 \cdot 912^2} \cdot \frac{1,79 + 1}{1,79}} = 66 \text{ mm} \quad (3.3.4)$$

- Střední modul

$$m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{66}{28} = 2,36 \text{ mm} \quad (3.3.5)$$

- Návrh modulu na ohyb

- střední modul

$$\begin{aligned} f_F &= 18 & K_F &= K_H = 2,1 & z_1 &= 28 \\ \psi_d &= 0,328 & M_{k1} &= 72,95 \text{ N.m} & \sigma_{Flimb} &= 390 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb} = 0,6 \cdot 390 = 234 \text{ MPa} \quad (3.3.6)$$

$$\psi_m = z_1 \cdot \psi_d = 28 \cdot 0,328 = 9,18 \quad (3.3.7)$$

$$m_m = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k1}}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 72,95}{9,18 \cdot 28 \cdot 234}} = 2,46 \text{ mm} \quad (3.3.8)$$

- čelní modul

$$m_t = \frac{m_m}{\cos \beta} = \frac{2,46}{\cos 20^\circ} = 2,62 \text{ mm} \quad (3.3.9)$$

- vnější čelní modul

$$m_{te} = m_t \left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}} \right) = 2,62 \left(1 + \frac{9,18}{\sqrt{28^2 + 65^2}} \right) = 2,96 \text{ mm} \quad (3.3.10)$$

- Šířka ozubení

$$b_{wH} = \psi_m \cdot m_m = 9,18 \cdot 2,46 = 22,6 \text{ mm} \quad (3.3.11)$$

Volím modul $m_{te} = 3,5 \text{ mm}$ a šířku ozubení $b_{wH} = 41 \text{ mm}$.

- Rozměry ozubených kol

- Vrcholové úhly roztečných kuželů

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{i_{1,2}} = \arctg \frac{1}{2,32} = 23,3^\circ \quad (3.3.12)$$

$$\delta_2 = \arctg i_{1,2} = \arctg 1,79 = 66,7^\circ \quad (3.3.13)$$

- Výška hlavy zubu

$$h_a = m_{te} = 3,5 \text{ mm} \quad (3.3.14)$$

- Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m_{te} = 1,25 \cdot 3,5 = 4,375 \text{ mm} \quad (3.3.15)$$

- Průměr vnější roztečné kružnice

$$d_{e1} = z_1 \cdot m_{te} = 28 \cdot 3,5 = 98 \text{ mm} \quad (3.3.16)$$

$$d_{e2} = z_2 \cdot m_{te} = 65 \cdot 3,5 = 227,5 \text{ mm} \quad (3.3.17)$$

- Průměr střední roztečné kružnice

$$d_{m1} = d_{e1} - b_{wH} \cdot \sin \delta_1 = 98 - 41 \cdot \sin 23,3^\circ = 81,75 \text{ mm} \quad (3.3.18)$$

$$d_{m2} = d_{e2} - b_{wH} \cdot \sin \delta_2 = 227,5 - 41 \cdot \sin 66,7^\circ = 189,85 \text{ mm} \quad (3.3.19)$$

- Průměr hlavové kružnice

$$d_{a1} = d_{e1} + 2 \cdot h_a \cdot \cos \delta_1 = 98 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos 23,3^\circ = 104,43 \text{ mm} \quad (3.3.20)$$

$$d_{a2} = d_{e2} + 2 \cdot h_a \cdot \cos \delta_2 = 227,5 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos 66,7^\circ \quad (3.3.21)$$

$$d_{a2} = 230,27 \text{ mm}$$

- Průměr patní kružnice

$$d_{f1} = d_{e1} - 2h_f \cdot \cos \delta_1 = 98 - 2 \cdot 4,375 \cdot \cos 23,3^\circ = 89,97 \text{ mm} \quad (3.3.22)$$

$$d_{f2} = d_{e2} - 2h_f \cdot \cos \delta_2 = 227,5 - 2 \cdot 4,375 \cdot \cos 66,7^\circ \quad (3.3.23)$$

$$d_{f2} = 173,34 \text{ mm}$$

- Čelní modul na středním průměru

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{81,75}{28} = 2,92 \text{ mm} \quad (3.3.24)$$

- Normálový modul na středním průměru

$$m_{nm} = m_{tm} \cdot \cos \beta = 2,92 \cdot \cos 20^\circ = 2,74 \text{ mm} \quad (3.3.25)$$

- Normálová rozteč na středním průměru

$$p_{nm} = \pi \cdot m_{nm} = \pi \cdot 2,74 = 8,62 \text{ mm} \quad (3.3.26)$$

- Střední normálový úhel záběru

$$\alpha_{nm} = \arctg(\tg \alpha_t \cdot \cos \beta) = \arctg(\tg 20^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 19^\circ \quad (3.3.27)$$

- Rozměry náhradních ozubených kol

- Průměr roztečné kružnice

$$d'_{n1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{81,75}{\cos 23,3^\circ} = 89,04 \text{ mm} \quad (3.3.28)$$

$$d'_{n2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = \frac{189,85}{\cos 66,7^\circ} = 479,86 \text{ mm} \quad (3.3.29)$$

- Průměr hlavové kružnice

$$d'_{an1} = d'_{n1} + 2 \cdot m_{te} = 89,04 + 2 \cdot 3,5 = 96,04 \text{ mm} \quad (3.3.30)$$

$$d'_{an2} = d'_{n2} + 2 \cdot m_{te} = 479,86 + 2 \cdot 3,5 = 486,86 \text{ mm} \quad (3.3.31)$$

- Průměr základní kružnice

$$d'_{bn1} = d'_{n1} \cdot \cos \alpha_t = 89,04 \cdot \cos 20^\circ = 83,67 \text{ mm} \quad (3.3.32)$$

$$d'_{bn2} = d'_{n2} \cdot \cos \alpha_t = 479,86 \cdot \cos 20^\circ = 450,92 \text{ mm} \quad (3.3.33)$$

- Osová vzdálenost

$$a'_n = \frac{d'_{n1} + d'_{n2}}{2} = \frac{89,04 + 479,86}{2} = 284,45 \text{ mm} \quad (3.3.34)$$

- Čelní rozteč na středním průměru

$$p'_{nt} = \pi \cdot m_{tm} = \pi \cdot 2,92 = 9,17 \text{ mm} \quad (3.3.35)$$

- Základní rozteč na středním průměru

$$p'_{nbt} = \pi \cdot m_{tm} \cdot \cos \alpha_t = \pi \cdot 2,92 \cdot \cos 20^\circ = 8,62 \text{ mm} \quad (3.3.36)$$

- Střední čelní úhel záběru

$$\alpha_{mt} = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha_t}{\cos \beta} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 21,17^\circ \quad (3.3.37)$$

- Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r'^2_{an1} - r'^2_{bn1}} + \sqrt{r'^2_{an2} - r'^2_{bn2}} - a'_n \cdot \sin \alpha_{mt}}{p'_{nbt}} = \quad (3.3.38)$$

$$= \frac{\sqrt{\left(\frac{96,04}{2}\right)^2 - \left(\frac{83,67}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{486,86}{2}\right)^2 - \left(\frac{450,92}{2}\right)^2} - 284,45 \cdot \sin 21,017^\circ}{8,62}$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,465$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_{wH} \cdot \sin \beta}{p'_{nt}} = \frac{41 \cdot \sin 20^\circ}{9,17} = 1,529 \quad (3.3.39)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,465 + 1,529 = 2,994 \quad (3.3.40)$$

3.3.2 Silové poměry soukolí

- Obvodová síla

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 72,95}{0,08175} = 1785 \text{ N} \quad (3.3.41)$$

- Axiální síla

$$\begin{aligned} F_{a1} &= \frac{F_{t1}}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta \cdot \cos \delta_1) = \\ &= \frac{1785}{\cos 20^\circ} \cdot (\operatorname{tg} 19^\circ \cdot \sin 23,3^\circ + \sin 20^\circ \cdot \cos 23,3^\circ) = 854 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.3.42)$$

$$\begin{aligned} F_{a2} &= \frac{F_{t1}}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \cos \delta_2 - \sin \beta \cdot \sin \delta_2) = \\ &= \frac{1785}{\cos 20^\circ} \cdot (\operatorname{tg} 19^\circ \cdot \cos 66,7^\circ - \sin 20^\circ \cdot \sin 66,7^\circ) = 340 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.3.43)$$

- Radiální síla

$$F_{r1} = F_{a2} = 340 \text{ N} \quad (3.3.44)$$

$$F_{r2} = F_{a1} = 854 \text{ N} \quad (3.3.45)$$

- Normálová síla

$$F_{N1} = F_{N2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_{nm} \cdot \cos \beta} = \frac{1785}{\cos 19^\circ \cdot \cos 20^\circ} = 2007 \text{ N} \quad (3.3.46)$$

3.3.3 Pevnostní kontrola soukolí

- Kontrola z hlediska únavy v dotyku

$$\begin{aligned} Z_E &= 190 & Z_H &= 2,38 & Z_\varepsilon &= 0,78 \\ b_{wH} &= 41 \text{ mm} & K_A &= 1,5 & K_{H\beta} &= 1,4 \\ K_{H\alpha} \cdot K_{HV} &= 1,2 & Z_R &= 0,85 & \sigma_{Hlim} &= 1140 \text{ MPa} \\ S_{Hmin} &= 1,3 \end{aligned}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,5 \cdot 1,4 \cdot 1,2 = 2,52 \quad (3.3.47)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1140 \cdot 0,85}{1,3} = 745,4 \text{ MPa} \quad (3.3.48)$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_{wH} \cdot d_{m1}} \cdot \frac{i_{1,2} + 1}{i_{1,2}}}$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,38 \cdot 0,78 \cdot \sqrt{\frac{1785}{41 \cdot 81,75} \cdot \frac{2,32 + 1}{2,32}} = 307,8 \text{ MPa} \quad (3.3.49)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 307,8 \cdot \sqrt{2,52} = 488,6 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} \quad (3.3.50)$$

$$488,6 \text{ MPa} \leq 745,4 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{HP} \cdot S_{hmin}}{\sigma_H} = \frac{745,4 \cdot 1,3}{488,6} = 1,98 \quad (3.3.51)$$

Soukolí vyhovuje s bezpečností 1,98.

- Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$F_{t1} = 1785 \text{ N} \quad K_A = 1,5 \quad K_{AS} = 2 \geq K_A$$

$$V_{HV} = 600$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 2400 \text{ MPa} \quad (3.3.52)$$

$$F_{tmax} = K_{AS} \cdot F_{t1} = 2 \cdot 1785 = 3570 \text{ N} \quad (3.3.53)$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot K_H}{F_{t1}}} = 307,8 \sqrt{\frac{3570 \cdot 2,52}{1785}} = 691 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} \quad (3.3.54)$$

$$691 \text{ MPa} \leq 2400 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{HPmax}}{\sigma_{Hmax}} = \frac{2400}{691} = 3,47 \quad (3.3.55)$$

Soukolí vyhovuje s bezpečností 3,47.

- Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\begin{aligned} F_{t1} &= 1785 \text{ N} & b_{wF} &= 41 \text{ mm} & m_{nm} &= 2,74 \text{ mm} \\ \varepsilon_\alpha &= 1,47 & \varepsilon_\beta &= 1,53 & \beta &= 20^\circ \\ K_A &= 1,5 & K_{F\beta} &\approx K_{H\beta} = 1,4 & K_{F\alpha} \cdot K_{FV} &= 1,2 \\ Y_\beta &= 0,84 & Y_{FS} &= 3,85 & \sigma_{Flimb} &= 390 \text{ MPa} \\ S_{Fmin} &= 1,4 \end{aligned}$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,47} = 0,68 \quad (3.3.56)$$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1,5 \cdot 1,4 \cdot 1,2 = 2,52 \quad (3.3.57)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = \frac{390}{1,4} = 278,6 \text{ MPa} \quad (3.3.58)$$

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{F_{t1}}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \\ \sigma_F &= \frac{1785}{41 \cdot 2,74} \cdot 2,52 \cdot 3,85 \cdot 0,84 \cdot 0,68 = 88,4 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP} \end{aligned} \quad (3.3.59)$$

$$88,4 \text{ MPa} \leq 278,6 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{FP} \cdot S_{hmin}}{\sigma_F} = \frac{278,6 \cdot 1,4}{88,4} = 4,41 \quad (3.3.60)$$

Soukolí vyhovuje s bezpečností 4,41.

- Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\begin{aligned} F_{t1} &= 1785 \text{ N} & \sigma_F &= 88,4 \text{ MPa} & K_A &= 1,5 \\ K_{AS} &= 2 \geq K_A & \sigma_{Flimb} &= 390 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2,5 \cdot 390 = 975 \text{ MPa} \quad (3.3.61)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 975 = 780 \text{ MPa} \quad (3.3.62)$$

$$F_{tmax} = K_{AS} \cdot F_{t1} = 2 \cdot 1785 = 3570 \text{ N} \quad (3.3.63)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{tmax}}{F_{t1}} = 88,4 \cdot \frac{3570}{1785} = 176,8 \text{ MPa} \leq \sigma_{FPmax} \quad (3.3.64)$$

$$176,8 \text{ MPa} \leq 780 \text{ MPa}$$

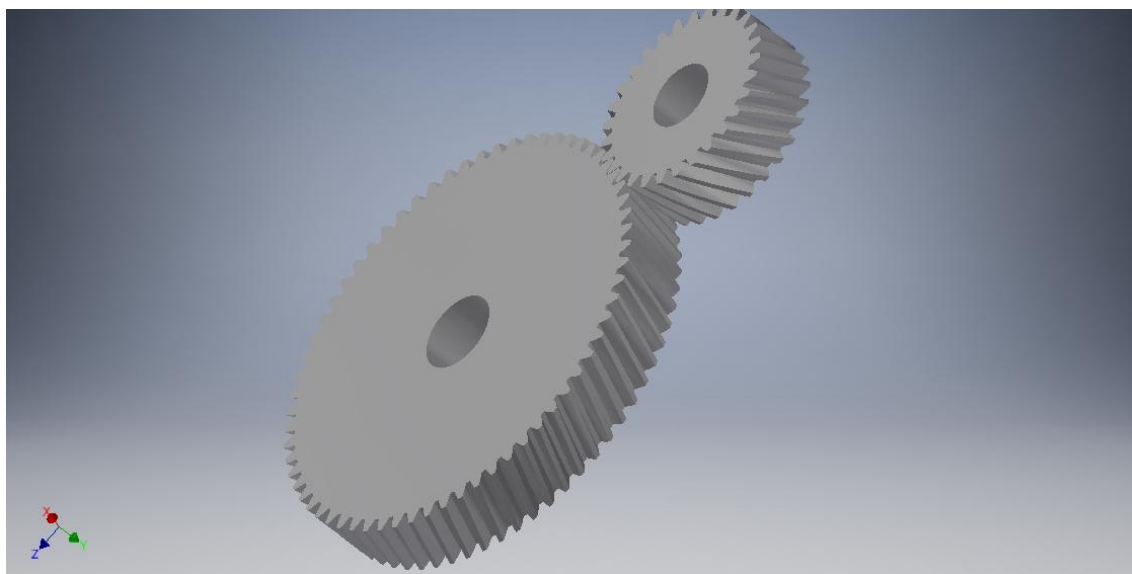
$$k = \frac{\sigma_{FPmax}}{\sigma_{Fmax}} = \frac{780}{176,8} = 4,41 \quad (3.3.65)$$

Soukolí vyhovuje s bezpečností 4,41.

Navržené kuželové soukolí se šikmými zuby vyhovuje.

3.4 Čelní soukolí se šikmými zuby - 1

Pro čelní soukolí, které je zobrazeno na obr. 3.4.1, byl vybrán materiál 12 051.4. Počet zubů pastorku a jejich sklon byl zvolen $z_3 = 29$; $\beta = 17^\circ$. Všechny parametry jsou pak uvedeny v tabulce 3.4.1.



Obr. 3.4.1 Čelní soukolí č. 3, 4

Tabulka 3.2 Parametry čelního soukolí č. 3, 4

Pastorek (kolo 3)		Čelní kolo (kolo 4)	
materiál	12 051.4	materiál	12 051.4
cementovaná kalená ocel			
tvrdost V_{HV}	600	tvrdost V_{HV}	600
σ_{Hlim}	1140 MPa	σ_{Hlim}	1140 MPa
σ_{Flimb}	390 MPa	σ_{Flimb}	390 MPa
Re	390 MPa	Re	390 MPa
počet zubů z_3	29 zubů (volím)	počet zubů z_2	$z_3 \cdot i_{3,4} = 29 \cdot 2,28 = 66$ zubů
úhel sklonu zubů $\beta = 17^\circ$			

3.4.1 Geometrie soukolí

- Návrh modulu na dotyk
 - Průměr roztečné kružnice pastorku d_3

$$f_H = 690$$

$$K_A = 1,5$$

$$K_{H\beta} = 1,3$$

$$M_{k2} = 165,95 \text{ N.m} \quad i_{3,4} = 2,28 \quad (b_{wH}/d_3) = 0,9$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,3 = 1,95 \quad (3.4.1)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1140 = 912 \text{ MPa} \quad (3.4.2)$$

$$d_3 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{(b_{wH}/d_3) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{3,4} + 1}{i_{3,4}}}$$

$$d_3 = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,95 \cdot 165,95}{0,9 \cdot 912^2} \cdot \frac{2,28 + 1}{2,28}} = 59 \text{ mm} \quad (3.4.3)$$

- Čelní modul

$$m_t = \frac{d_3}{z_3} = \frac{59}{29} = 2,03 \text{ mm} \quad (3.4.4)$$

- Normálový modul

$$m_n = \frac{d_3 \cdot \cos \beta}{z_3} = \frac{59 \cdot \cos 24^\circ}{29} = 1,86 \text{ mm} \quad (3.4.5)$$

- Návrh modulu na ohyb

- Normálový modul

$$f_F = 18 \quad K_F = K_H = 1,95 \quad z_3 = 29$$

$$(b_{wF}/m_n) = 16 \quad M_{k2} = 165,95 \text{ N.m} \quad \sigma_{Flimb} = 500 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb} = 0,6 \cdot 390 = 234 \text{ MPa} \quad (3.4.6)$$

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k2}}{(b_{wF}/m_n) \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,95 \cdot 165,95}{16 \cdot 29 \cdot 234}} = 2,59 \text{ mm} \quad (3.4.7)$$

- Šířka ozubení

$$b_{wH} = \psi_m \cdot m_n = 16 \cdot 2,59 = 41,4 \text{ mm} \quad (3.4.8)$$

Volím modul $m_n = 3 \text{ mm}$ a šířku ozubení $b_{wH} = 45 \text{ mm}$.

- Rozměry ozubených kol

- Výška hlavy zubu

$$h_a = m_n = 3 \text{ mm} \quad (3.4.9)$$

- Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm} \quad (3.4.10)$$

- Průměr roztečné kružnice

$$d_3 = z_3 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} = 29 \cdot \frac{3}{\cos 17^\circ} = 90,98 \text{ mm} \quad (3.4.11)$$

$$d_4 = z_4 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} = 66 \cdot \frac{3}{\cos 17^\circ} = 207,05 \text{ mm} \quad (3.4.12)$$

- Průměr hlavové kružnice

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_n = 90,98 + 2 \cdot 3 = 96,98 \text{ mm} \quad (3.4.13)$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_n = 207,05 + 2 \cdot 3 = 213,05 \text{ mm} \quad (3.4.14)$$

- Průměr patní kružnice

$$d_{f3} = d_3 - 2,5 \cdot m_n = 90,98 - 2,5 \cdot 3 = 83,48 \text{ mm} \quad (3.4.15)$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5 \cdot m_n = 207,05 - 2,5 \cdot 3 = 199,55 \text{ mm} \quad (3.4.16)$$

- Úhel záběru

$$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right) = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 17^\circ} \right) = 20,84^\circ \quad (3.4.17)$$

- Průměr základní kružnice

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t = 90,98 \cdot \cos 20,84^\circ = 85,03 \text{ mm} \quad (3.4.18)$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t = 207,05 \cdot \cos 20,84^\circ = 193,51 \text{ mm} \quad (3.4.19)$$

- Osová vzdálenost

$$a = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{90,98 + 207,05}{2} = 149,01 \text{ mm} \quad (3.4.20)$$

- Čelní rozteč

$$p_t = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{\pi \cdot 3}{\cos 17^\circ} = 9,86 \text{ mm} \quad (3.4.21)$$

- Základní rozteč

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 9,86 \cdot \cos 20,84^\circ = 9,21 \text{ mm} \quad (3.4.22)$$

- Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a3}^2 - r_{b3}^2} + \sqrt{r_{a4}^2 - r_{b4}^2} - a \cdot \sin \alpha_t}{p_{tb}} = \quad (3.4.23)$$

$$= \frac{\sqrt{\left(\frac{96,98}{2}\right)^2 - \left(\frac{85,03}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{213,05}{2}\right)^2 - \left(\frac{193,51}{2}\right)^2} - 149,01 \cdot \sin 20,84^\circ}{9,21}$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,615$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_{wH} \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{45 \cdot \operatorname{tg} 17^\circ}{9,86} = 1,396 \quad (3.4.24)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,61 + 1,40 = 3,011 \quad (3.4.25)$$

3.4.2 Silové poměry soukolí

- Obvodová síla

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_3} = \frac{2 \cdot 165,95}{0,09098} = 3648 \text{ N} \quad (3.4.26)$$

- Axiální síla

$$F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \beta = 3648 \cdot \operatorname{tg} 17^\circ = 1115 \text{ N} \quad (3.4.27)$$

- Radiální síla

$$F_{r3} = F_{r4} = \frac{F_{t3}}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{3648}{\cos 17^\circ} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1389 \text{ N} \quad (3.4.28)$$

- Normálová síla

$$F_{N3} = F_{N4} = \frac{F_{t3}}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} = \frac{3648}{\cos 20^\circ \cdot \cos 17^\circ} = 4060 \text{ N} \quad (3.4.29)$$

3.4.3 Pevnostní kontrola soukolí

- Kontrola z hlediska únavy v dotyku

$$\begin{array}{lll} Z_E = 190 & Z_H = 2,41 & Z_\varepsilon = 0,78 \\ b_{wH} = 40 \text{ mm} & K_A = 1,5 & K_{H\beta} = 1,3 \\ K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2 & Z_R = 0,85 & \sigma_{Hlim} = 1140 \text{ MPa} \\ S_{Hmin} = 1,3 & & \end{array}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,5 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 2,34 \quad (3.4.30)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1140 \cdot 0,85}{1,3} = 745,4 \text{ MPa} \quad (3.4.31)$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b_{wH} \cdot d_3} \cdot \frac{i_{3,4} + 1}{i_{3,4}}}$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,41 \cdot 0,78 \cdot \sqrt{\frac{3648}{45 \cdot 90,98} \cdot \frac{2,28 + 1}{2,28}} = 404,5 \text{ MPa} \quad (3.4.32)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 404,5 \cdot \sqrt{2,34} = 618,8 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} \quad (3.4.33)$$

$$618,8 \text{ MPa} \leq 745,4 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{HP} \cdot S_{hmin}}{\sigma_H} = \frac{745,4 \cdot 1,3}{618,8} = 1,57 \quad (3.4.34)$$

Soukolí vyhovuje s bezpečností 1,57.

- Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\begin{array}{lll} F_{t3} = 3389 \text{ N} & K_A = 1,5 & K_{AS} = 2 \geq K_A \\ V_{HV} = 600 & & \end{array}$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 600 = 2400 \text{ MPa} \quad (3.4.35)$$

$$F_{tmax} = K_{AS} \cdot F_{t3} = 2 \cdot 3648 = 7296 \text{ N} \quad (3.4.36)$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot K_H}{F_{t3}}} = 404,5 \cdot \sqrt{\frac{7286 \cdot 2,34}{3648}} = 875 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} \quad (3.4.37)$$

$$875 \text{ MPa} \leq 2400 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{HPmax}}{\sigma_{Hmax}} = \frac{2400}{875} = 2,74 \quad (3.4.38)$$

Soukolí vyhovuje s bezpečností 2,74.

- Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\begin{aligned} F_{t3} &= 3648 \text{ N} & b_{wF} &= 45 \text{ mm} & m_n &= 3 \text{ mm} \\ \varepsilon_\alpha &= 1,615 & \varepsilon_\beta &= 1,396 & \beta &= 17^\circ \\ K_A &= 1,5 & K_{F\beta} \approx K_{H\beta} &= 1,3 & K_{F\alpha} \cdot K_{FV} &= 1,2 \\ Y_\beta &= 0,87 & Y_{FS} &= 3,9 & \sigma_{Flimb} &= 390 \text{ MPa} \\ S_{Fmin} &= 1,4 \end{aligned}$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,615} = 0,62 \quad (3.4.39)$$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1,5 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 2,34 \quad (3.4.40)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = \frac{390}{1,4} = 278,6 \text{ MPa} \quad (3.4.41)$$

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{F_{t3}}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \\ \sigma_F &= \frac{3648}{45 \cdot 3} \cdot 2,34 \cdot 3,9 \cdot 0,87 \cdot 0,62 = 132,8 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP} \end{aligned} \quad (3.4.42)$$

$$132,8 \text{ MPa} \leq 278,6 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{FP} \cdot S_{hmin}}{\sigma_F} = \frac{278,6 \cdot 1,4}{132,8} = 2,94 \quad (3.4.43)$$

Soukolí vyhovuje s bezpečností 2,94.

- Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\begin{aligned} F_{t3} &= 3648 \text{ N} & \sigma_F &= 132,8 \text{ MPa} & K_A &= 1,5 \\ K_{AS} &= 2 \geq K_A & \sigma_{Flimb} &= 390 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2,5 \cdot 390 = 975 \text{ MPa} \quad (3.4.44)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 975 = 780 \text{ MPa} \quad (3.4.45)$$

$$F_{tmax} = K_{AS} \cdot F_{t3} = 2 \cdot 3648 = 7296 \text{ N} \quad (3.4.46)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{tmax}}{F_{t3}} = 132,8 \cdot \frac{7296}{3648} = 265,6 \text{ MPa} \leq \sigma_{FPmax} \quad (3.4.47)$$

$$265,6 \text{ MPa} \leq 780 \text{ MPa}$$

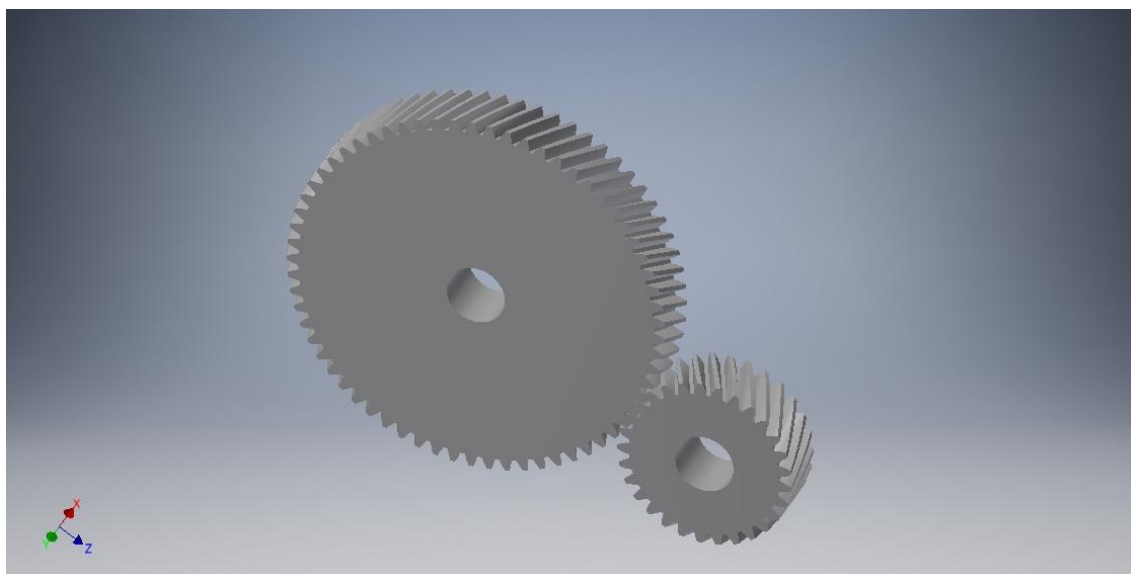
$$k = \frac{\sigma_{FPmax}}{\sigma_{Fmax}} = \frac{780}{265,6} = 2,94 \quad (3.3.48)$$

Soukolí vyhovuje s bezpečností 2,94.

Navržené čelní soukolí se šikmými zuby vyhovuje.

3.5 Čelní soukolí se šikmými zuby - 2

Pro čelní soukolí, které je zobrazeno na obr. 3.5.1, byl vybrán materiál 12 051.4. Počet zubů pastorku a jejich sklon byl zvolen $z_5 = 29$; $\beta = 16^\circ$. Všechny parametry jsou pak uvedeny v tabulce 3.5.1.



Obr. 3.5.1 Čelní soukolí č. 5, 6

Tabulka 3.3 Parametry čelního soukolí č. 5, 6

Pastorek (kolo 5)		Čelní kolo (kolo 6)	
materiál	12 051.4	materiál	12 051.4
zuby povrchově kalené po boku			
tvrdost V_{HV}	600	tvrdost V_{HV}	600
σ_{Hlim}	1140 MPa	σ_{Hlim}	1140 MPa
σ_{Flimb}	390 MPa	σ_{Flimb}	390 MPa
Re	390 MPa	Re	390 MPa
počet zubů z_5	29 zubů (volím)	počet zubů z_2	$z_6 \cdot i_{5,6} = 29 \cdot 2,28 = 66$ zubů
úhel sklonu zubů $\beta = 16^\circ$			

3.5.1 Geometrie soukolí

- Návrh modulu na dotyk
 - Průměr roztečné kružnice pastorku d_5

$$f_H = 690 \quad K_A = 1,5 \quad K_{H\beta} = 1,3$$

$$M_{k3} = 377,68 \text{ N.m} \quad i_{5,6} = 2,28 \quad (b_{wH}/d_5) = 0,9$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,3 = 1,95 \quad (3.5.1)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1140 = 912 \text{ MPa} \quad (3.5.2)$$

$$d_5 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k3}}{(b_{wH}/d_5) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{5,6} + 1}{i_{5,6}}}$$

$$d_5 = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,95 \cdot 377,68}{0,9 \cdot 912^2} \cdot \frac{2,28 + 1}{2,28}} = 77,5 \text{ mm} \quad (3.5.3)$$

- Čelní modul

$$m_t = \frac{d_5}{z_5} = \frac{77,5}{29} = 2,67 \text{ mm} \quad (3.5.4)$$

- Normálový modul

$$m_n = \frac{d_5 \cdot \cos \beta}{z_5} = \frac{77,5 \cdot \cos 16^\circ}{29} = 2,57 \text{ mm} \quad (3.5.5)$$

- Návrh modulu na ohyb

- Normálový modul

$$f_F = 18 \quad K_F = K_H = 1,95 \quad z_5 = 29$$

$$(b_{wF}/m_n) = 16 \quad M_{k3} = 377,68 \text{ N.m} \quad \sigma_{Flimb} = 390 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb} = 0,6 \cdot 390 = 234 \text{ MPa} \quad (3.5.6)$$

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k3}}{(b_{wF}/m_n) \cdot z_5 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,95 \cdot 377,68}{16 \cdot 29 \cdot 234}} = 3,41 \text{ mm} \quad (3.4.7)$$

- Šířka ozubení

$$b_{wH} = \psi_m \cdot m_n = 16 \cdot 3,41 = 54,52 \text{ mm} \quad (3.5.8)$$

Volím modul $m_n = 3,5 \text{ mm}$ a šířku ozubení $b_{wH} = 55 \text{ mm}$.

- Rozměry ozubených kol

- Výška hlavy zubu

$$h_a = m_n = 3,5 \text{ mm} \quad (3.5.9)$$

- Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3,5 = 4,375 \text{ mm} \quad (3.5.10)$$

- Průměr roztečné kružnice

$$d_5 = z_5 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} = 29 \cdot \frac{3,5}{\cos 16^\circ} = 105,59 \text{ mm} \quad (3.5.11)$$

$$d_6 = z_6 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} = 66 \cdot \frac{3,5}{\cos 16^\circ} = 240,31 \text{ mm} \quad (3.5.12)$$

- Průměr hlavové kružnice

$$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot m_n = 105,59 + 2 \cdot 3,5 = 112,59 \text{ mm} \quad (3.5.13)$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \cdot m_n = 240,31 + 2 \cdot 3,5 = 247,31 \text{ mm} \quad (3.5.14)$$

- Průměr patní kružnice

$$d_{f5} = d_5 - 2,5 \cdot m_n = 105,59 - 2,5 \cdot 3,5 = 96,84 \text{ mm} \quad (3.5.15)$$

$$d_{f6} = d_6 - 2,5 \cdot m_n = 240,31 - 2,5 \cdot 3,5 = 231,56 \text{ mm} \quad (3.5.16)$$

- Úhel záběru

$$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right) = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 16^\circ} \right) = 20,74^\circ \quad (3.5.17)$$

- Průměr základní kružnice

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha_t = 105,59 \cdot \cos 20,74^\circ = 98,75 \text{ mm} \quad (3.5.18)$$

$$d_{b6} = d_6 \cdot \cos \alpha_t = 240,31 \cdot \cos 20,74^\circ = 224,74 \text{ mm} \quad (3.5.19)$$

- Osová vzdálenost

$$a = \frac{d_5 + d_6}{2} = \frac{105,59 + 240,31}{2} = 172,95 \text{ mm} \quad (3.5.20)$$

- Čelní rozteč

$$p_t = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{\pi \cdot 3,5}{\cos 16^\circ} = 11,44 \text{ mm} \quad (3.5.21)$$

- Základní rozteč

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 11,44 \cdot \cos 20,74^\circ = 10,70 \text{ mm} \quad (3.5.22)$$

- Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a5}^2 - r_{b5}^2} + \sqrt{r_{a6}^2 - r_{b6}^2} - a \cdot \sin \alpha_t}{p_{tb}} = \quad (3.5.23)$$

$$= \frac{\sqrt{\left(\frac{112,59}{2}\right)^2 - \left(\frac{98,75}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{247,31}{2}\right)^2 - \left(\frac{224,74}{2}\right)^2} - 172,95 \cdot \sin 20,74^\circ}{10,70}$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,628$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_{wH} \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{55 \cdot \operatorname{tg} 16^\circ}{11,44} = 1,379 \quad (3.5.24)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,628 + 1,379 = 3,007 \quad (3.5.25)$$

3.5.2 Silové poměry soukolí

- Obvodová síla

$$F_{t5} = F_{t6} = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_5} = \frac{2 \cdot 377,68}{0,10559} = 7154 \text{ N} \quad (3.5.26)$$

- Axiální síla

$$F_{a5} = F_{a6} = F_{t5} \cdot \operatorname{tg} \beta = 7154 \cdot \operatorname{tg} 16^\circ = 2051 \text{ N} \quad (3.5.27)$$

- Radiální síla

$$F_{r5} = F_{r6} = \frac{F_{t5}}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{7154}{\cos 16^\circ} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2709 \text{ N} \quad (3.5.28)$$

- Normálová síla

$$F_{N5} = F_{N6} = \frac{F_{t5}}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} = \frac{7154}{\cos 20^\circ \cdot \cos 16^\circ} = 6920 \text{ N} \quad (3.5.29)$$

3.5.3 Pevnostní kontrola soukolí

- Kontrola z hlediska únavy v dotyku

$$\begin{aligned} Z_E &= 190 & Z_H &= 2,4 & Z_\varepsilon &= 0,78 \\ b_{wH} &= 55 \text{ mm} & K_A &= 1,5 & K_{H\beta} &= 1,3 \\ K_{H\alpha} \cdot K_{HV} &= 1,2 & Z_R &= 0,85 & \sigma_{Hlim} &= 1140 \text{ MPa} \\ S_{Hmin} &= 1,3 \end{aligned}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,5 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 2,34 \quad (3.5.30)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1140 \cdot 0,85}{1,3} = 745,4 \text{ MPa} \quad (3.5.31)$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t5}}{b_{wH} \cdot d_5} \cdot \frac{i_{5,6} + 1}{i_{5,6}}}$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,4 \cdot 0,78 \cdot \sqrt{\frac{7154}{55 \cdot 105,59} \cdot \frac{2,28 + 1}{2,28}} = 473,6 \text{ MPa} \quad (3.5.32)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 473,6 \cdot \sqrt{2,34} = 724,5 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} \quad (3.5.33)$$

$$724,5 \text{ MPa} \leq 745,4 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{HP} \cdot S_{hmin}}{\sigma_H} = \frac{745,4 \cdot 1,3}{724,5} = 1,34 \quad (3.5.34)$$

Soukolí vyhovuje s bezpečností 1,34.

- Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$F_{t5} = 7154 \text{ N} \quad K_A = 1,5 \quad K_{AS} = 2 \geq K_A$$

$$V_{HV} = 650$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 600 = 2400 \text{ MPa} \quad (3.5.35)$$

$$F_{tmax} = K_{AS} \cdot F_{t5} = 2 \cdot 7154 = 14308 \text{ N} \quad (3.5.36)$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot K_H}{F_{t5}}} = 473,6 \sqrt{\frac{14308 \cdot 2,34}{7154}} = 1024,6 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} \quad (3.5.37)$$

$$1024,6 \text{ MPa} \leq 2400 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{HPmax}}{\sigma_{Hmax}} = \frac{2400}{1024,6} = 2,34 \quad (3.5.38)$$

Soukolí vyhovuje s bezpečností 2,34.

- Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\begin{array}{lll} F_{t5} = 7154 \text{ N} & b_{WF} = 55 \text{ mm} & m_n = 3,5 \text{ mm} \\ \varepsilon_\alpha = 1,628 & \varepsilon_\beta = 1,379 & \beta = 16^\circ \\ K_A = 1,5 & K_{F\beta} \approx K_{H\beta} = 1,3 & K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1,2 \\ Y_\beta = 0,85 & Y_{FS} = 3,9 & \sigma_{Flimb} = 390 \text{ MPa} \\ S_{Fmin} = 1,4 \end{array}$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,628} = 0,61 \quad (3.5.39)$$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1,5 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 2,34 \quad (3.5.40)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = \frac{390}{1,4} = 278,6 \text{ MPa} \quad (3.5.41)$$

$$\sigma_F = \frac{F_{t5}}{b_{WF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_F = \frac{7154}{55 \cdot 3,5} \cdot 2,34 \cdot 3,9 \cdot 0,85 \cdot 0,61 = 177,1 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP} \quad (3.5.42)$$

$$177,1 \text{ Mpa} \leq 278,6 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{FP} \cdot S_{hmin}}{\sigma_F} = \frac{278,6 \cdot 1,4}{177,1} = 2,20 \quad (3.4.43)$$

Soukolí vyhovuje s bezpečností 2,20.

- Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\begin{array}{lll} F_{t5} = 7154 \text{ N} & \sigma_F = 177,1 \text{ MPa} & K_A = 1,5 \\ K_{AS} = 2 \geq K_A & \sigma_{Flimb} = 390 \text{ MPa} & \end{array}$$

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2,5 \cdot 390 = 975 \text{ MPa} \quad (3.5.44)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 975 = 780 \text{ MPa} \quad (3.5.45)$$

$$F_{tmax} = K_{AS} \cdot F_{t5} = 2 \cdot 7154 = 14308 \text{ N} \quad (3.5.46)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{tmax}}{F_{t5}} = 177,1 \cdot \frac{14308}{7154} = 354,2 \text{ MPa} \leq \sigma_{FPmax} \quad (3.5.47)$$

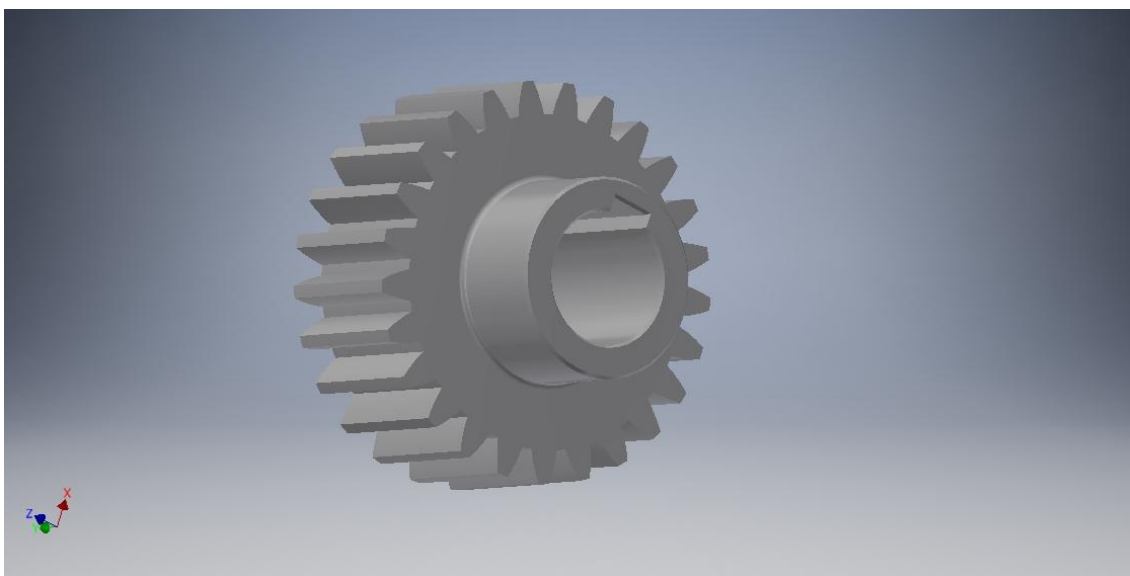
$$354,2 \text{ MPa} \leq 780 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{FPmax}}{\sigma_{Fmax}} = \frac{780}{354,2} = 2,20 \quad (3.3.48)$$

Soukolí vyhovuje s bezpečností 2,20.

Navržené čelní soukolí se šikmými zuby vyhovuje.

3.6 Čelní ozubené kolo s přímými zuby



Obr. 3.6.1 Čelní ozubené kolo č. 7

3.6.1 Geometrie soukolí

- Rozměry ozubeného kola

- Výška hlavy zubu

$$h_a = m_n = 8 \text{ mm} \quad (3.6.1)$$

- Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 8 = 10 \text{ mm} \quad (3.6.2)$$

- Průměr roztečné kružnice

$$d_7 = z_7 \cdot m_n = 20 \cdot 8 = 160 \text{ mm} \quad (3.6.3)$$

- Průměr hlavové kružnice

$$d_{a7} = d_7 + 2 \cdot m_n = 160 + 2 \cdot 8 = 176 \text{ mm} \quad (3.6.4)$$

- Průměr patní kružnice

$$d_{f7} = d_7 - 2,5 \cdot m_n = 160 - 2,5 \cdot 8 = 140 \text{ mm} \quad (3.6.5)$$

3.6.2 Silové poměry soukolí

- Obvodová síla

$$F_{t7} = (m_v + m_{max}) \cdot g = (415 + 500) \cdot 9,81 = 8976 \text{ N} \quad (3.6.6)$$

- Radiální síla

$$F_{r7} = F_{t7} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 8976 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3267 \text{ N} \quad (3.6.7)$$

- Normálová síla

$$F_{N7} = \frac{F_{t7}}{\cos \alpha} = \frac{8976}{\cos 20^\circ} = 9552 \text{ N} \quad (3.6.8)$$

3.6.3 Pevnostní kontrola soukolí

Únosnost zvoleného pastorku je podle katalogu $F_{\max} = 103750 \text{ N}$ a může být zatížen momentem $M_{\max} = 8300 \text{ N.m}$. Vzhledem k tomu, že se ve výtahu mohou přepravovat osoby, volím velikost bezpečnosti $S_{F\min} = S_{M\min} = 10$.

$$F_G = (m_v + m_{max}) \cdot g = (415 + 500) \cdot 9,81 = 8976 \text{ N} \quad (3.6.9)$$

$$F_G \cdot S_{F\min} = 8976 \cdot 10 = 89760 \text{ N} \leq F_{\max} \quad (3.6.10)$$

$$89760 \text{ N} \leq 103750 \text{ N}$$

$$k = \frac{F_{\max}}{F} = \frac{103750}{8976} = 11,56 \quad (3.6.11)$$

$$M_4 \cdot S_{M\min} = 732 \cdot 10 = 7320 \text{ N.m} \leq M_{\max} \quad (3.6.12)$$

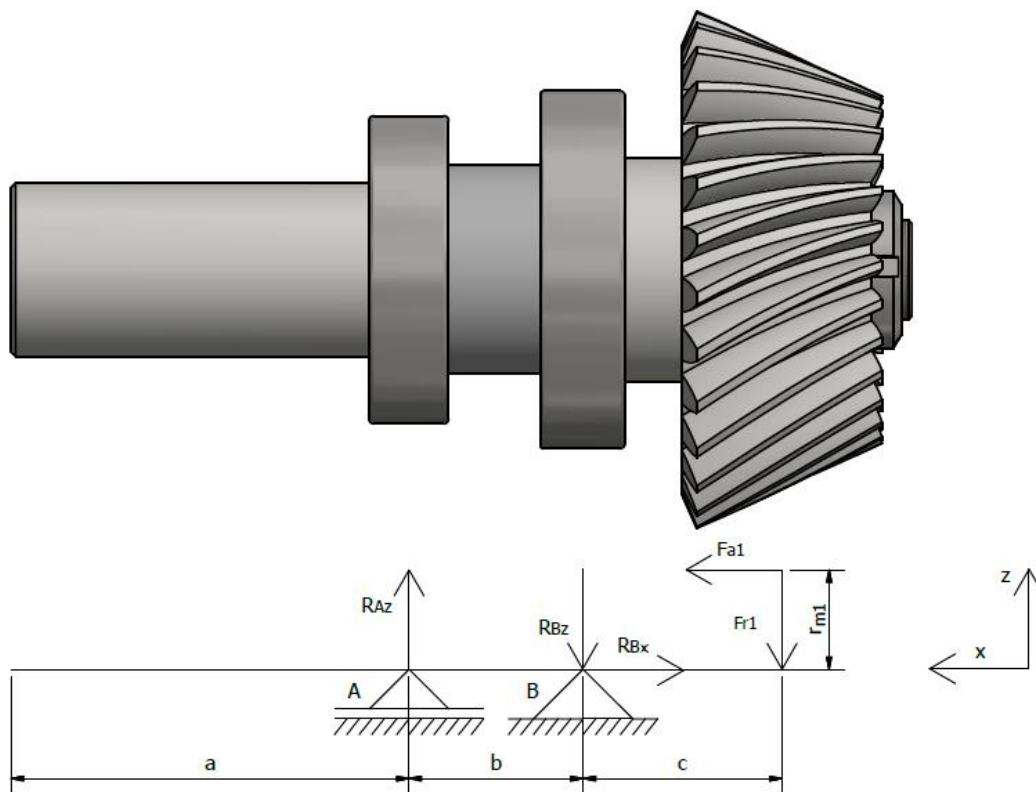
$$7320 \text{ N.m} \leq 8820 \text{ N.m}$$

$$k = \frac{M_{\max}}{M_4} = \frac{8820}{859,56} = 10,26 \quad (3.6.13)$$

Navržené soukolí vyhovuje s bezpečností 11,56 pro zatížení posouvající silou a 10,26 pro zatížení krouticím momentem.

3.7 Výpočet ohybových momentů na hřídelích

3.7.1 Hřídel 1 (vstupní)



Obr. 3.7.1.1 Schéma zatížení hřídele 1 v rovině X-Z

- Rovina X-Z

$$F_{a1} = 854 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 340 \text{ N}$$

$$a = 80 \text{ mm}$$

$$b = 35 \text{ mm}$$

$$c = 40 \text{ mm}$$

$$r_{m1} = 40,88 \text{ mm}$$

$$x: -R_{Bx} + F_{a1} = 0 \quad (3.7.1)$$

$$z: R_{Az} - R_{Bz} - F_{r1} = 0 \quad (3.7.2)$$

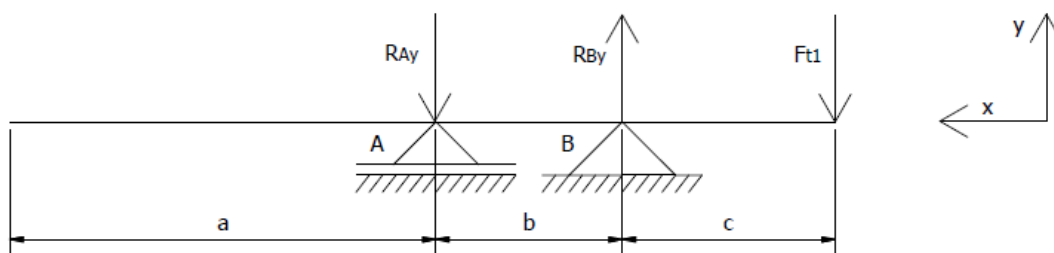
$$M_B: F_{a1} \cdot r_{m1} - F_{r1} \cdot c - R_{Az} \cdot b = 0 \quad (3.7.3)$$

$$R_{Bx} = F_{a1} = 854 \text{ N}$$

$$R_{Az} = \frac{F_{a1} \cdot r_{m1} - F_{r1} \cdot c}{b} = \frac{854 \cdot 40,88 - 340 \cdot 40}{35} = 609 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = R_{Az} - F_{r1} = 609 - 340 = 269 \text{ N}$$

- Rovina X-Y



Obr. 3.7.2 Schéma zatížení hřídele 1 v rovině X-Y

$$F_{t1} = 1785 \text{ N}$$

$$a = 80 \text{ mm}$$

$$b = 35 \text{ mm}$$

$$c = 40 \text{ mm}$$

$$y: -R_{Ay} + R_{By} - F_{t1} = 0 \quad (3.7.4)$$

$$M_B: R_{Ay} \cdot b - F_{t1} \cdot c = 0 \quad (3.7.5)$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{t1} \cdot c}{b} = \frac{1785 \cdot 40}{35} = 2040 \text{ N}$$

$$R_{By} = F_{t1} + R_{Ay} = 1785 + 2040 = 3825 \text{ N}$$

- Vnitřní statické účinky

- Rovina X-Z

I. řez $x \in \langle 0; c \rangle$

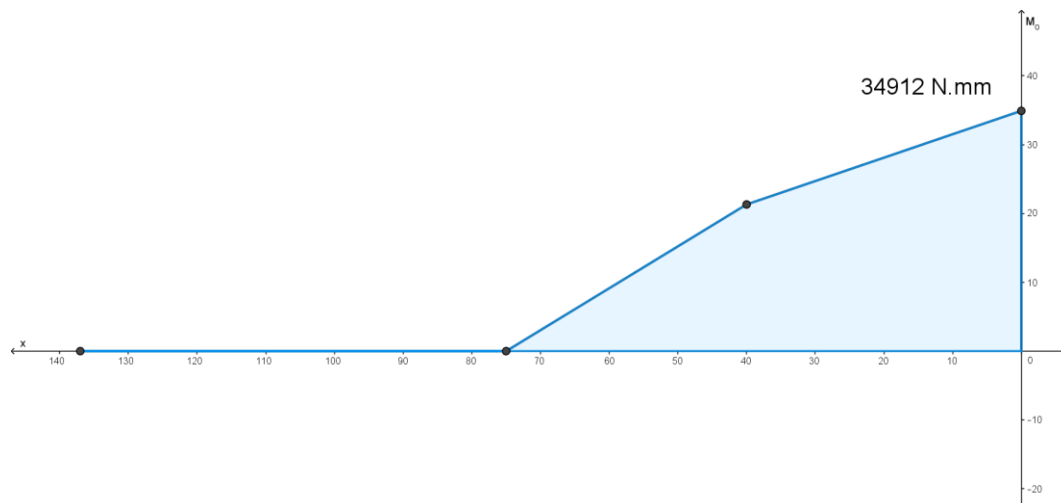
$$M_{o1}(x) = F_{a1} \cdot r_{m1} - F_{r1} \cdot x \quad (3.7.6)$$

II. řez $x \in \langle c; c + b \rangle$

$$M_{o2}(x) = F_{a1} \cdot r_{m1} - F_{r1} \cdot x - R_{Bz} \cdot (x - c) \quad (3.7.7)$$

III. řez $x \in \langle c + b; c + b + a \rangle$

$$M_{o3}(x) = F_{a1} \cdot r_{m1} - F_{r1} \cdot x - R_{Bz} \cdot (x - c) + R_{Az} \cdot (x - c - b) \quad (3.7.8)$$



Obr. 3.7.3 Graf ohybového momentu hřídele 1 v rovině X-Z

Maximální ohybový moment v rovině X-Z se nalézá na souřadnici $x = 0$ a je roven $M_{oXZmax} = 34912 \text{ N} \cdot \text{mm}$

- Rovina X-Y

I. řez $x \in \langle 0; c \rangle$

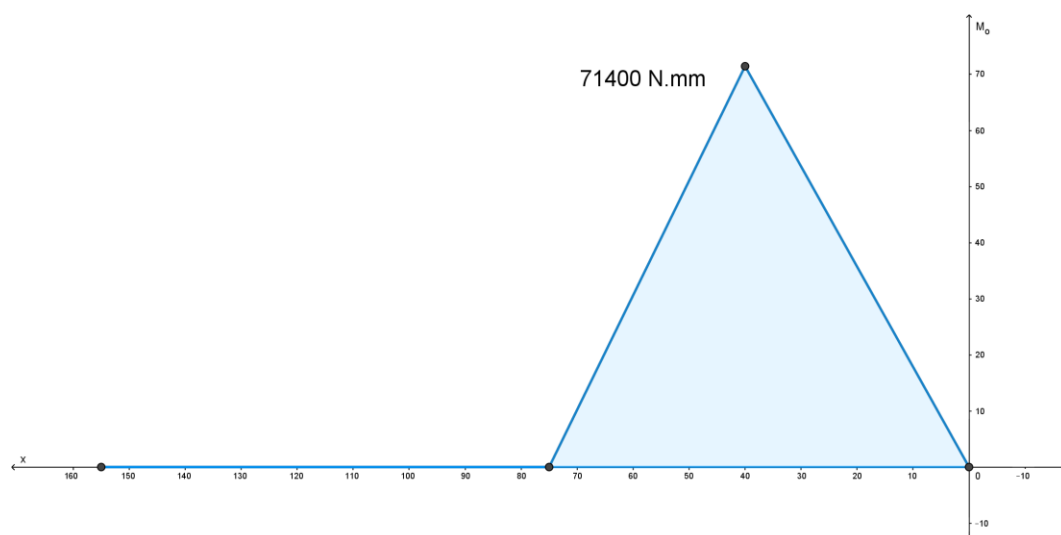
$$M_{o1}(x) = F_{t1} \cdot x \quad (3.7.9)$$

II. řez $x \in \langle c; c + b \rangle$

$$M_{o2}(x) = F_{t1} \cdot x - R_{By} \cdot (x - c) \quad (3.7.10)$$

III. řez $x \in \langle c + b; c + b + a \rangle$

$$M_{o3}(x) = F_{t1} \cdot x - R_{By} \cdot (x - c) + R_{Ay} \cdot (x - c - b) \quad (3.7.11)$$



Obr. 3.7.4 Graf ohybového momentu hřídele 1 v rovině X-Y

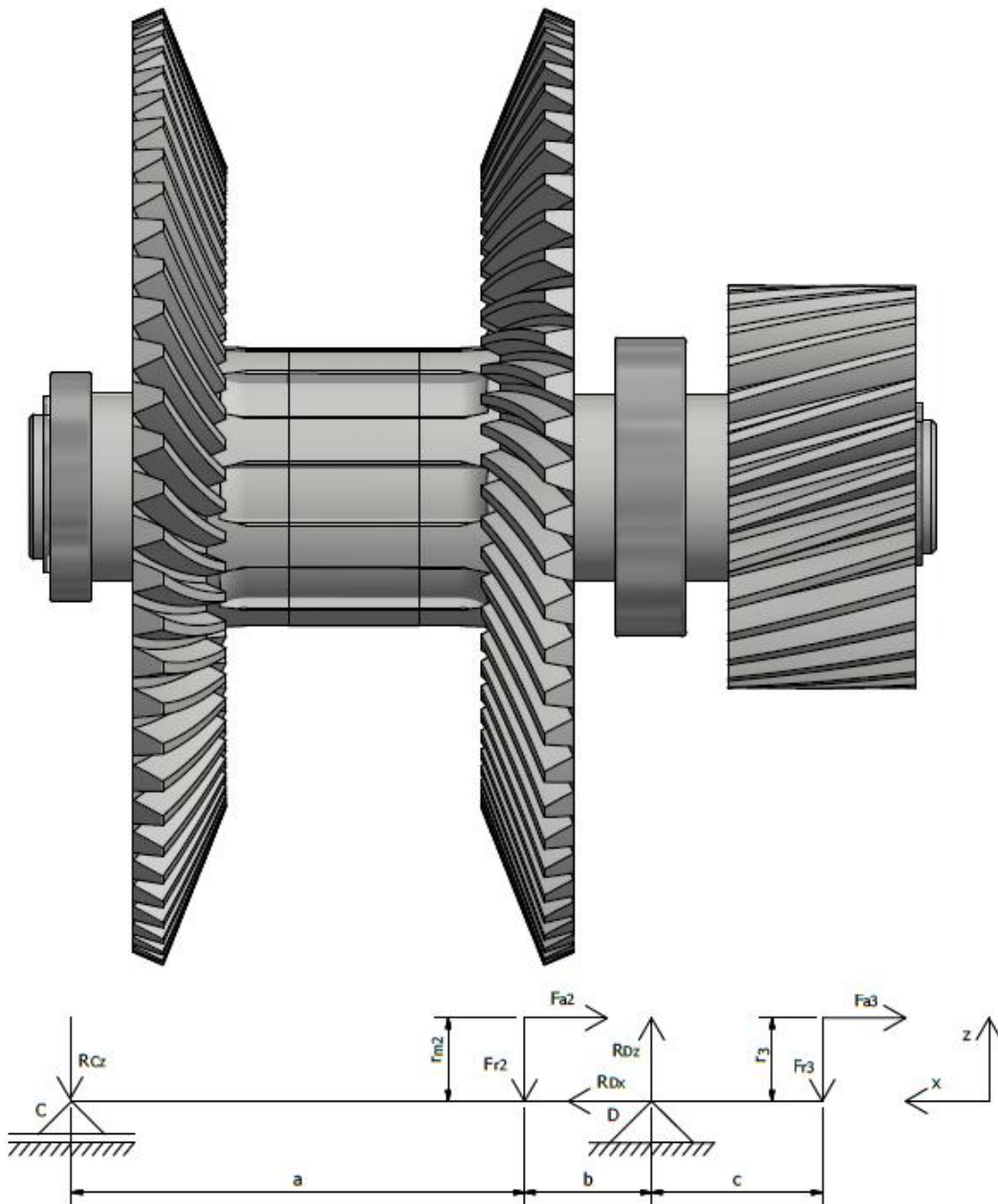
Maximální ohybový moment v rovině X-Y se nalézá na souřadnici $x = 40$ a je roven $M_{oXYmax} = 71400 \text{ N} \cdot \text{mm}$

- Maximální ohybový moment na hřídeli

$$M_{o1max} = \sqrt{M_{oXZmax}^2 + M_{oXYmax}^2} = \sqrt{34912^2 + 71400^2}$$

$$M_{o1max} = 79478 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.7.12)$$

3.7.2 Hřídel 2.1 bez reverzace



Obr. 3.7.5 Schéma zatížení hřídele 2.1 v rovině X-Z

- Rovina X-Z

$$F_{a2} = 340 \text{ N}$$

$$F_{r2} = 854 \text{ N}$$

$$\begin{aligned}
F_{a3} &= 1115 \text{ N} & F_{r3} &= 1389 \text{ N} \\
a &= 108,75 \text{ mm} & b &= 30,5 \text{ mm} & c &= 41 \text{ mm} \\
r_{m2} &= 94,93 \text{ mm} & r_3 &= 45,49 \text{ mm}
\end{aligned}$$

$$x: -F_{a2} + R_{Dx} - F_{a3} = 0 \quad (3.7.13)$$

$$z: -R_{Cz} - F_{r2} + R_{Dz} - F_{r3} = 0 \quad (3.7.14)$$

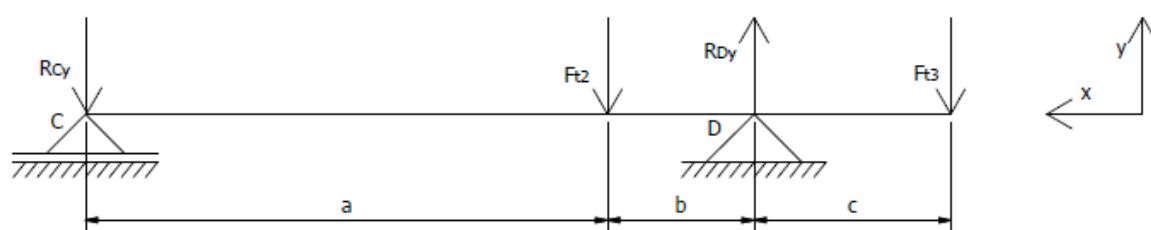
$$M_D: -F_{a2} \cdot r_{m2} + R_{Cz} \cdot (a + b) + F_{r2} \cdot b - F_{r3} \cdot c - F_{a3} \cdot r_3 = 0 \quad (3.7.15)$$

$$R_{Dx} = F_{a3} + F_{a2} = 1115 + 340 = 1455 \text{ N}$$

$$\begin{aligned}
R_{Cz} &= \frac{F_{a2} \cdot r_{m2} - F_{r2} \cdot b + F_{r3} \cdot c + F_{a3} \cdot r_3}{a + b} = \\
&= \frac{340 \cdot 94,93 - 854 \cdot 30,5 + 1389 \cdot 41 + 1115 \cdot 45,49}{108,75 + 30,5} = 818 \text{ N}
\end{aligned}$$

$$R_{Dz} = R_{Cz} + F_{r2} + F_{r3} = 818 + 854 + 1389 = 3061 \text{ N}$$

- Rovina X-Y



Obr. 3.7.6 Schéma zatížení hřídele 2.1 v rovině X-Y

$$\begin{aligned}
F_{t2} &= 1785 \text{ N} & F_{t3} &= 3648 \text{ N} \\
a &= 108,75 \text{ mm} & b &= 30,5 \text{ mm} & c &= 41 \text{ mm}
\end{aligned}$$

$$y: -R_{Cy} - F_{t2} + R_{Dy} - F_{t3} = 0 \quad (3.7.16)$$

$$M_D: F_{t2} \cdot b + R_{Cy} \cdot (a + b) - F_{t3} \cdot c = 0 \quad (3.7.17)$$

$$R_{Cy} = \frac{-F_{t2} \cdot b + F_{t3} \cdot c}{a + b} = \frac{-1785 \cdot 30,5 + 3648 \cdot 41}{108,75 + 30,5} = 683 \text{ N}$$

$$R_{Dy} = R_{Cy} + F_{t2} + F_{t3} = 683 + 1785 + 3648 = 6116 \text{ N}$$

- Vnitřní statické účinky

- Rovina X-Z

I. řez $x \in \langle 0; c \rangle$

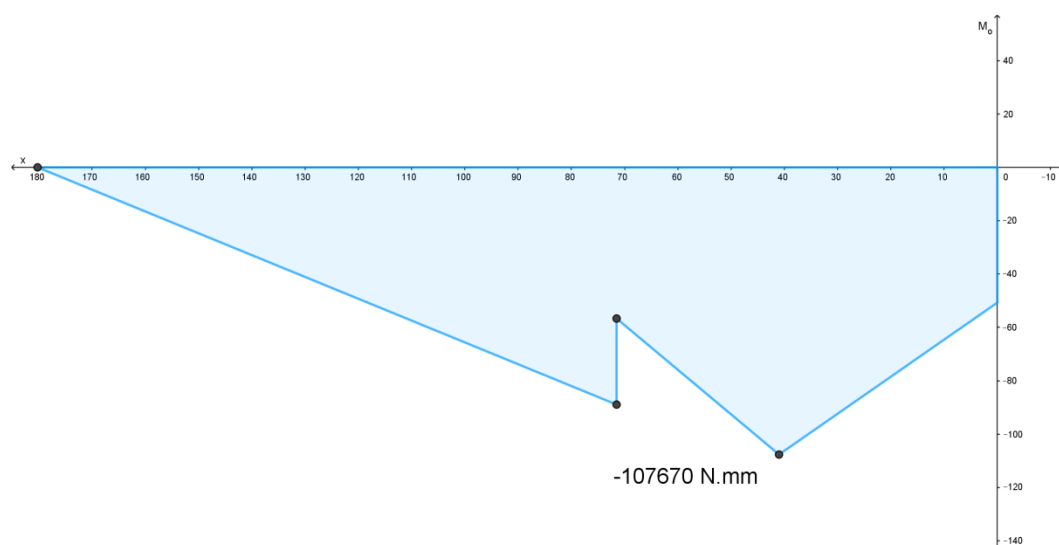
$$M_{o1}(x) = -F_{r3} \cdot x - F_{a3} \cdot r_3 \quad (3.7.18)$$

II. řez $x \in \langle c; c + b \rangle$

$$M_{o2}(x) = -F_{t3} \cdot x - F_{a3} \cdot r_3 + R_{Dz} \cdot (x - c) \quad (3.7.19)$$

III. řez $x \in \langle c + b; c + b + a \rangle$

$$M_{o3}(x) = -F_{t3} \cdot x - F_{a3} \cdot r_3 + R_{Dz} \cdot (x - c) - F_{r2} \cdot (x - c - b) - F_{a2} \cdot r_{m2} \quad (3.7.20)$$



Obr. 3.7.7 Graf ohybového momentu hřídele 2.1 v rovině X-Z

Maximální ohybový moment v rovině X-Z se nalézá na souřadnici $x = 41$ a je roven $M_{oXZmax} = -107670 \text{ N} \cdot \text{mm}$

- Rovina X-Y

I. řez $x \in \langle 0; c \rangle$

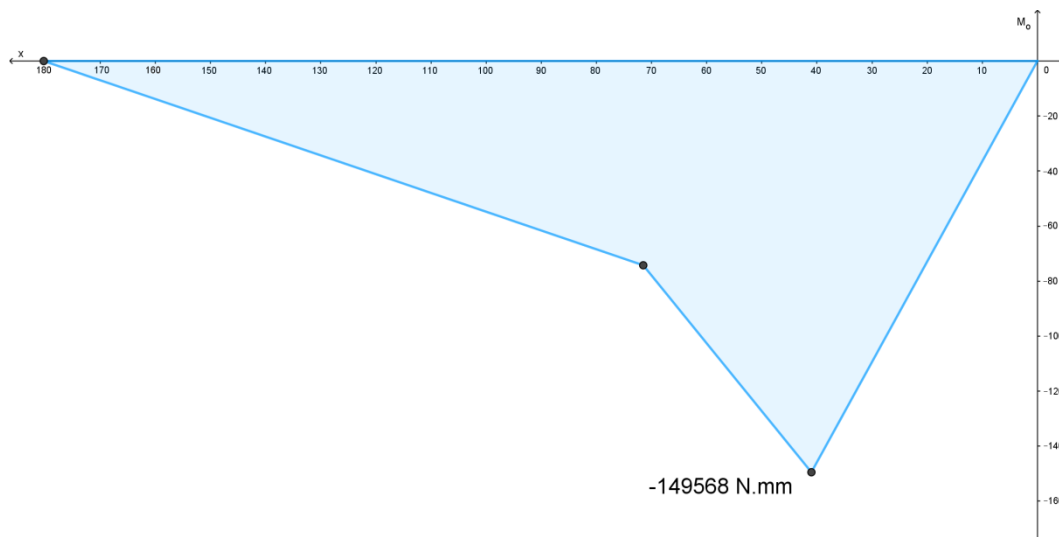
$$M_{o1}(x) = -F_{t3} \cdot x \quad (3.7.21)$$

II. řez $x \in \langle c; c + b \rangle$

$$M_{o2}(x) = -F_{t3} \cdot x + R_{Dy} \cdot (x - c) \quad (3.7.22)$$

III. řez $x \in \langle c + b; c + b + a \rangle$

$$M_{o3}(x) = -F_{t3} \cdot x + R_{Dy} \cdot (x - c) - F_{t2} \cdot (x - c - b) \quad (3.7.23)$$



Obr. 3.7.8 Graf ohybového momentu hřídele 2.1 v rovině X-Y

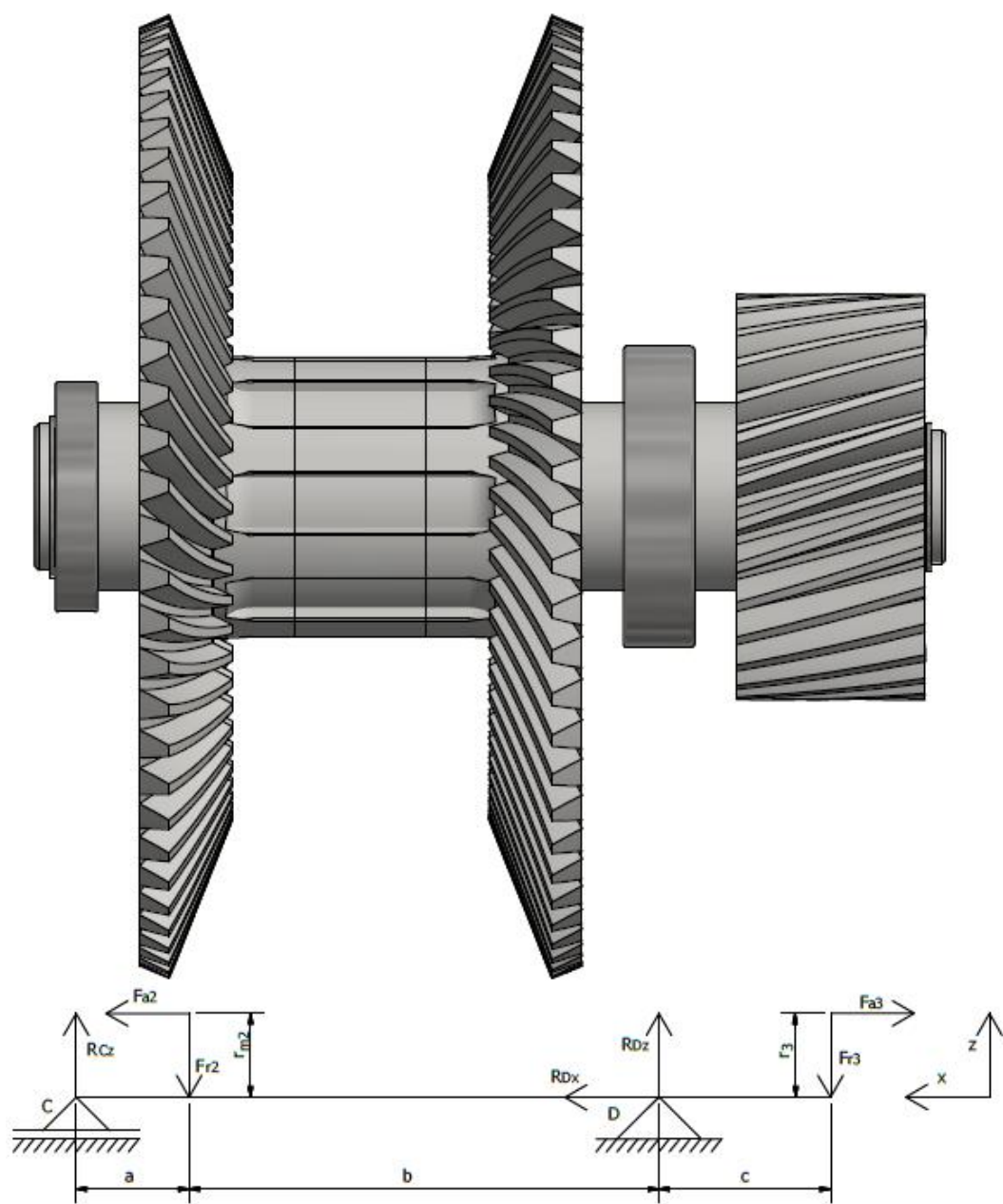
Maximální ohybový moment v rovině X-Y se nalézá na souřadnici $x = 41$ a je roven $M_{oXYmax} = -149568 \text{ N} \cdot \text{mm}$

- Maximální ohybový moment na hřídeli

$$M_{o2max} = \sqrt{M_{oXZmax}^2 + M_{oXYmax}^2} = \sqrt{107670^2 + 149568^2}$$

$$M_{o2max} = 184292 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.7.24)$$

3.7.3 Hřídel 2.2 s reverzací



Obr. 3.7.9 Schéma zatížení hřídele 2.2 v rovině X-Z

- Rovina X-Z

$$F_{a2} = 340 \text{ N}$$

$$F_{r2} = 854 \text{ N}$$

$$F_{a3} = 1115 \text{ N}$$

$$F_{r3} = 1389 \text{ N}$$

$$a = 27 \text{ mm}$$

$$b = 112,25 \text{ mm}$$

$$c = 41 \text{ mm}$$

$$r_{m2} = 94,93 \text{ mm}$$

$$r_3 = 45,49 \text{ mm}$$

$$x: F_{a2} + R_{Dx} - F_{a3} = 0$$

$$(3.7.25)$$

$$z: R_{Cz} - F_{r2} + R_{Dz} - F_{r3} = 0 \quad (3.7.26)$$

$$M_D: F_{a2} \cdot r_{m2} - R_{Cz} \cdot (a + b) + F_{r2} \cdot b - F_{r3} \cdot c - F_{a3} \cdot r_3 = 0 \quad (3.7.27)$$

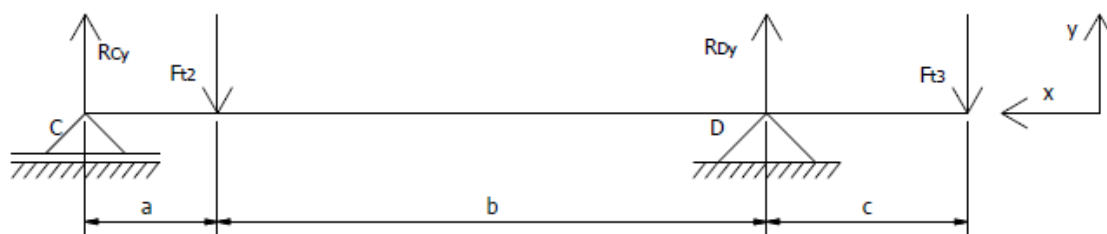
$$R_{Dx} = F_{a3} - F_{a2} = 1115 - 340 = 775 \text{ N}$$

$$R_{Cz} = \frac{F_{a2} \cdot r_{m2} + F_{r2} \cdot b - F_{r3} \cdot c - F_{a3} \cdot r_3}{a + b} =$$

$$= \frac{340 \cdot 94,93 + 854 \cdot 112,25 - 1389 \cdot 41 - 1115 \cdot 45,49}{27 + 112,25} = 147 \text{ N}$$

$$R_{Dz} = -R_{Cz} + F_{r2} + F_{r3} = -147 + 854 + 1389 = 2096 \text{ N}$$

- Rovina X-Y



Obr. 3.7.10 Schéma zatížení hřídele 2.2 v rovině X-Y

$$F_{t2} = 1785 \text{ N}$$

$$F_{t3} = 3648 \text{ N}$$

$$a = 27 \text{ mm}$$

$$b = 112,25 \text{ mm}$$

$$c = 41 \text{ mm}$$

$$y: R_{Cy} - F_{t2} + R_{Dy} - F_{t3} = 0 \quad (3.7.28)$$

$$M_D: F_{t2} \cdot b - R_{Cy} \cdot (a + b) - F_{t3} \cdot c = 0 \quad (3.7.29)$$

$$R_{Cy} = \frac{F_{t2} \cdot b - F_{t3} \cdot c}{a + b} = \frac{1785 \cdot 112,25 - 3648 \cdot 41}{27 + 112,25} = 365 \text{ N}$$

$$R_{Dy} = -R_{Cy} + F_{t2} + F_{t3} = -365 + 1785 + 3648 = 5068 \text{ N}$$

- Vnitřní statické účinky

- Rovina X-Z

I. řez $x \in \langle 0; c \rangle$

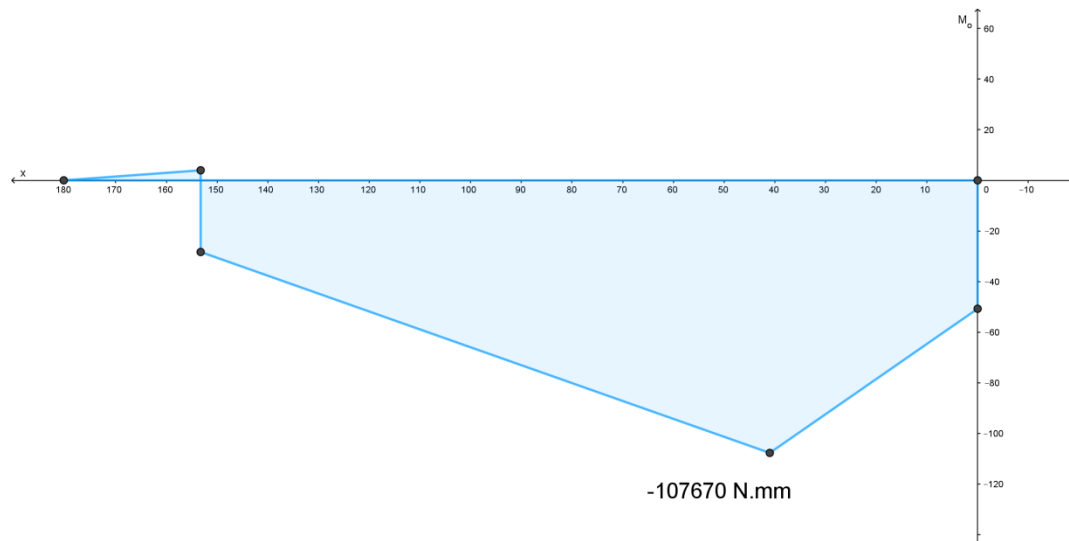
$$M_{o1}(x) = -F_{r3} \cdot x - F_{a3} \cdot r_3 \quad (3.7.30)$$

II. řez $x \in \langle c; c + b \rangle$

$$M_{o2}(x) = -F_{r3} \cdot x - F_{a3} \cdot r_3 + R_{Dz} \cdot (x - c) \quad (3.7.31)$$

III. řez $x \in \langle c + b; c + b + a \rangle$

$$M_{o3}(x) = -F_{r3} \cdot x - F_{a3} \cdot r_3 + R_{Dz}(x - c) - F_{r2}(x - c - b) + F_{a2} \cdot r_{m2} \quad (3.7.32)$$



Obr. 3.7.11 Graf ohybového momentu hřídele 2.2 v rovině X-Z

Maximální ohybový moment v rovině X-Z se nalézá na souřadnici $x = 41$ a je roven $M_{oXZmax} = -107670 \text{ N} \cdot \text{mm}$

- Rovina X-Y

I. řez $x \in \langle 0; c \rangle$

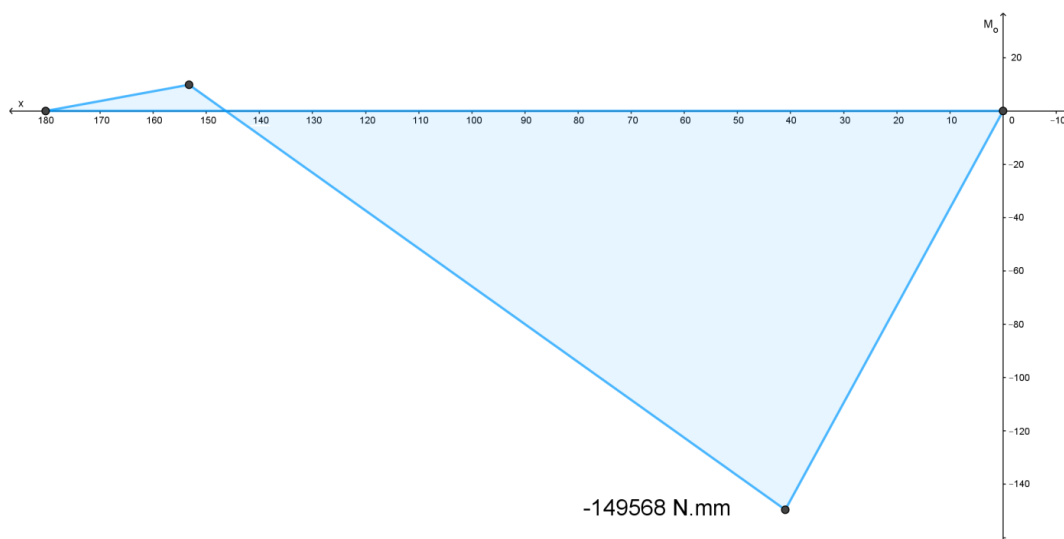
$$M_{o1}(x) = -F_{t3} \cdot x \quad (3.7.33)$$

II. řez $x \in \langle c; c + b \rangle$

$$M_{o2}(x) = -F_{t3} \cdot x + R_{Dy} \cdot (x - c) \quad (3.7.34)$$

III. řez $x \in \langle c + b; c + b + a \rangle$

$$M_{o3}(x) = -F_{t3} \cdot x + R_{Dy} \cdot (x - c) - F_{t2} \cdot (x - c - b) \quad (3.7.35)$$



Obr. 3.7.12 Graf ohybového momentu hřídele 2.2 v rovině X-Y

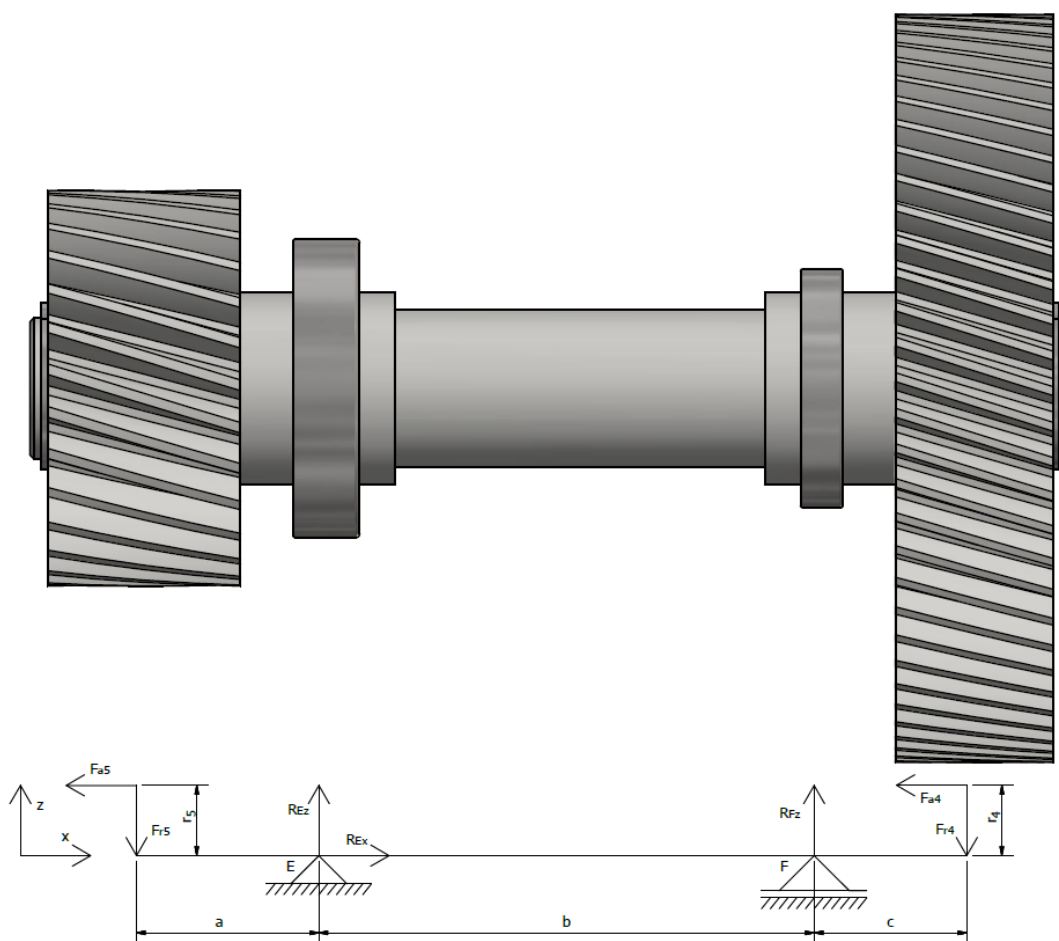
Maximální ohybový moment v rovině X-Y se nalézá na souřadnici $x = 41$ a je roven $M_{oXYmax} = -149568 \text{ N} \cdot \text{mm}$

- Maximální ohybový moment na hřídeli

$$M_{o1max} = \sqrt{M_{oXZmax}^2 + M_{oXYmax}^2} = \sqrt{107670^2 + 149568^2}$$

$$M_{o1max} = 184292 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.7.36)$$

3.7.4 Hřídel 3



Obr. 3.7.13 Schéma zatížení hřídele 3 v rovině X-Z

- Rovina X-Z

$$F_{a4} = 1115 \text{ N}$$

$$F_{r4} = 1389 \text{ N}$$

$$F_{a5} = 2051 \text{ N}$$

$$F_{r5} = 2709 \text{ N}$$

$$a = 52 \text{ mm}$$

$$b = 141,25 \text{ mm}$$

$$c = 43,5 \text{ mm}$$

$$r_4 = 103,53 \text{ mm}$$

$$r_5 = 52,80 \text{ mm}$$

$$x: -F_{a5} + R_{Ex} - F_{a4} = 0 \quad (3.7.37)$$

$$z: -F_{r5} + R_{Ez} - R_{Fz} - F_{r4} = 0 \quad (3.7.38)$$

$$M_E: F_{r5} \cdot a + F_{a5} \cdot r_5 - R_{Fz} \cdot b + F_{a4} \cdot r_4 - F_{r4} \cdot (b + c) = 0 \quad (3.7.39)$$

$$R_{Ex} = F_{a4} + F_{a5} = 1115 + 2051 = 3166 \text{ N}$$

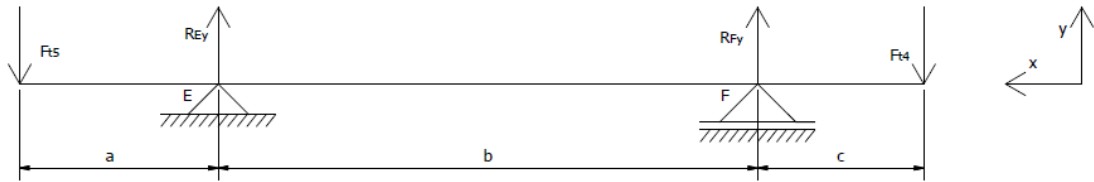
$$R_{Fz} = \frac{F_{r5} \cdot a + F_{a5} \cdot r_5 + F_{a4} \cdot r_4 - F_{r4} \cdot (b + c)}{b} =$$

$$= \frac{2709 \cdot 52 + 2051 \cdot 52,80 + 1115 \cdot 103,53 - 1389 \cdot (141,25 + 43,5)}{141,25}$$

$$R_{Fz} = 764 \text{ N}$$

$$R_{Ez} = F_{r5} + R_{Fz} + F_{r4} = 2709 + 764 + 1389 = 4862 \text{ N}$$

- Rovina X-Y



Obr. 3.7.14 Schéma zatížení hřídele 3 v rovině X-Y

$$F_{t4} = 3648 \text{ N}$$

$$F_{t5} = 7154 \text{ N}$$

$$a = 52 \text{ mm}$$

$$b = 141,25 \text{ mm}$$

$$c = 43,5 \text{ mm}$$

$$y: -F_{t5} + R_{Ey} + R_{Fy} - F_{t4} = 0 \quad (3.7.40)$$

$$M_E: F_{t5} \cdot a + R_{Fy} \cdot b - F_{t4} \cdot (b + c) = 0 \quad (3.7.41)$$

$$R_{Fy} = \frac{F_{t4} \cdot (b + c) - F_{t5} \cdot a}{b} = \frac{3648 \cdot (141,25 + 43,5) - 7154 \cdot 52}{141,25} = 2138 \text{ N}$$

$$R_{Ey} = -R_{Fy} + F_{t5} + F_{t4} = -2138 + 7154 + 3648 = 8664 \text{ N}$$

- Vnitřní statické účinky

- Rovina X-Z

I. řez $x \in \langle 0; a \rangle$

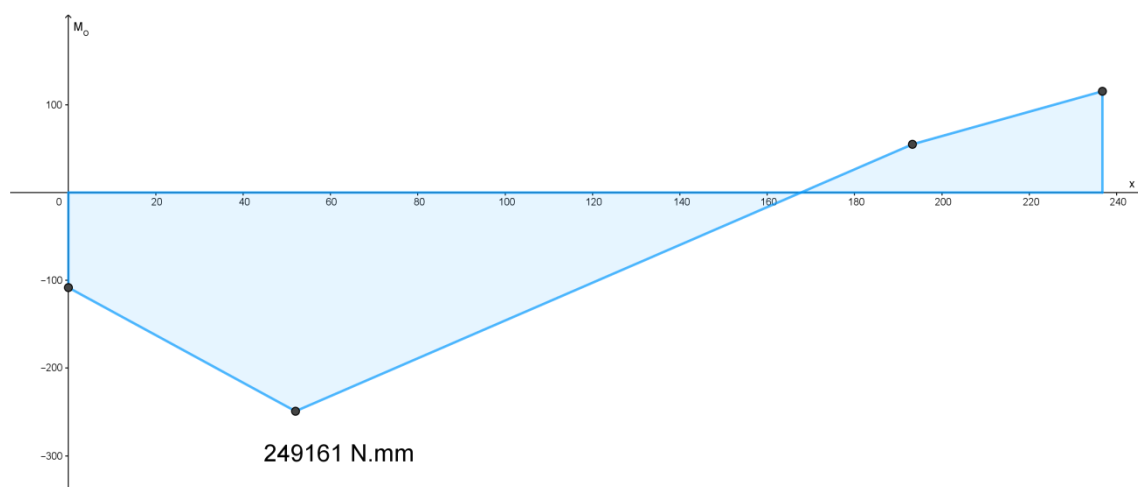
$$M_{o1}(x) = -F_{a5} \cdot r_5 - F_{r5} \cdot x \quad (3.7.42)$$

II. řez $x \in \langle a; a + b \rangle$

$$M_{o2}(x) = -F_{a5} \cdot r_5 - F_{r5} \cdot x + R_{Ez} \cdot (x - a) \quad (3.7.43)$$

III. řez $x \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

$$M_{o3}(x) = -F_{a5} \cdot r_5 - F_{r5} \cdot x + R_{Ez} \cdot (x - a) - R_{Fz} \cdot (x - a - b) \quad (3.7.44)$$



Obr. 3.7.15 Graf ohybového momentu hřídele 3 v rovině X-Z

Maximální ohybový moment v rovině X-Z se nalézá na souřadnici $x = 52$ a je roven $M_{oXZmax} = 249161 \text{ N} \cdot \text{mm}$

- Rovina X-Y

I. řez $x \in \langle 0; a \rangle$

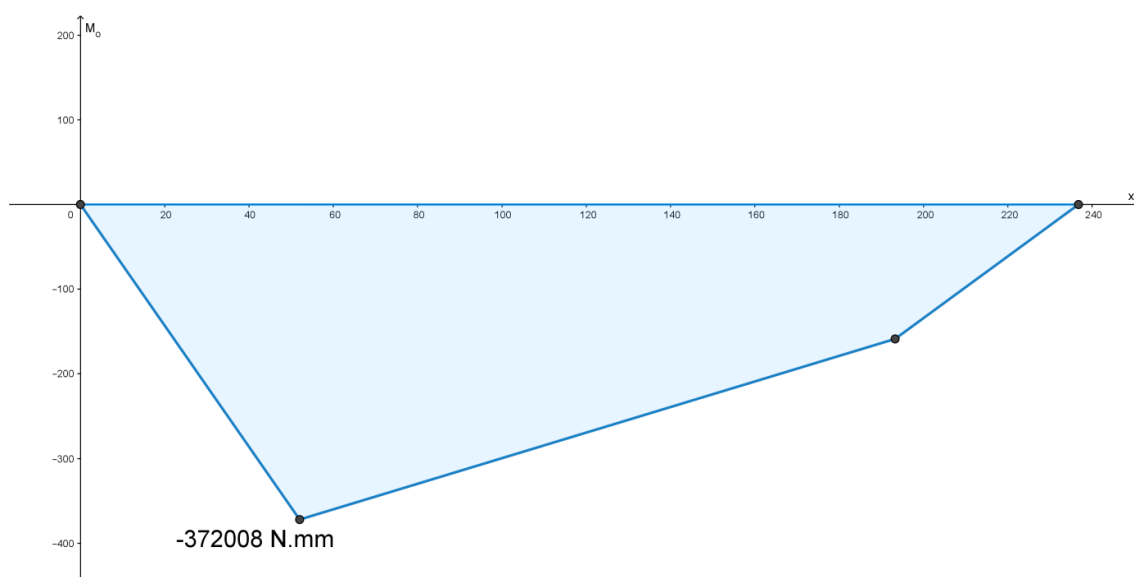
$$M_{o1}(x) = -F_{t5} \cdot x \quad (3.7.45)$$

II. řez $x \in \langle a; a + b \rangle$

$$M_{o2}(x) = -F_{t5} \cdot x + R_{Ey} \cdot (x - a) \quad (3.7.46)$$

III. řez $x \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

$$M_{o3}(x) = -F_{t5} \cdot x + R_{Ey} \cdot (x - a) + R_{Fy} \cdot (x - a - b) \quad (3.7.47)$$



Obr. 3.7.16 Graf ohybového momentu hřídele 3 v rovině X-Y

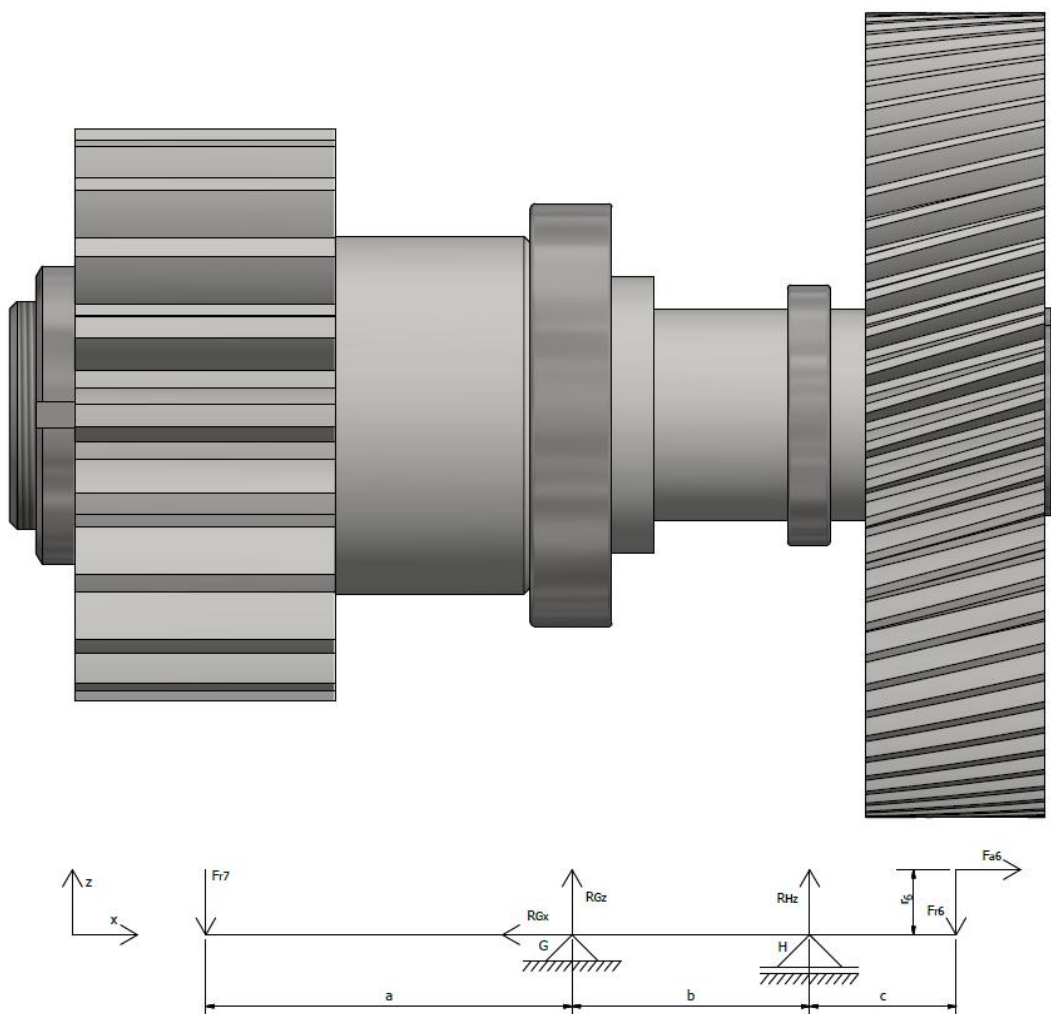
Maximální ohybový moment v rovině X-Y se nalézá na souřadnici $x = 52$ a je roven $M_{oXYmax} = -372008 \text{ N} \cdot \text{mm}$

- Maximální ohybový moment na hřídeli

$$M_{o3max} = \sqrt{M_{oXZmax}^2 + M_{oXYmax}^2} = \sqrt{249161^2 + 372008^2}$$

$$M_{o3max} = 447740 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.7.48)$$

3.7.5 Hřídel 4 (výstupní)



Obr. 3.7.17 Schéma zatížení hřídele 4 v rovině X-Z

- Rovina X-Z

$$F_{a6} = 2051 \text{ N}$$

$$F_{r6} = 2709 \text{ N}$$

$$F_{r7} = 3267 \text{ N}$$

$$a = 112,5 \text{ mm}$$

$$b = 73 \text{ mm}$$

$$c = 45 \text{ mm}$$

$$r_6 = 120,16 \text{ mm}$$

$$x: -R_{Gx} + F_{a6} = 0 \quad (3.7.49)$$

$$z: -F_{r7} + R_{Gz} + R_{Hz} - F_{r6} = 0 \quad (3.7.50)$$

$$M_G: F_{r7} \cdot a + R_{Hz} \cdot b - F_{a6} \cdot r_6 - F_{r6} \cdot (b + c) = 0 \quad (3.7.51)$$

$$R_{Gx} = F_{a6} = 2051 \text{ N}$$

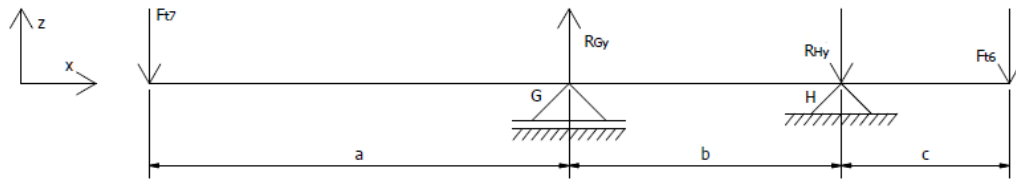
$$R_{Hz} = \frac{-F_{r7} \cdot a + F_{a6} \cdot r_6 + F_{r6} \cdot (b + c)}{b} =$$

$$= \frac{-3267 \cdot 112,5 + 2051 \cdot 120,16 + 2709 \cdot (73 + 45)}{73}$$

$$R_{Hz} = 2720 \text{ N}$$

$$R_{Gz} = F_{r7} - R_{Hz} + F_{r6} = 3267 - 2720 + 2709 = 3256 \text{ N}$$

- Rovina X-Y



Obr. 3.7.18 Schéma zatížení hřídele 4 v rovině X-Y

$$F_{t6} = 7154 \text{ N}$$

$$F_{t7} = 8976 \text{ N}$$

$$a = 112,5 \text{ mm}$$

$$b = 73 \text{ mm}$$

$$c = 45 \text{ mm}$$

$$y: -F_{t7} + R_{Gy} - R_{Hy} - F_{t6} = 0 \quad (3.7.52)$$

$$M_G: F_{t7} \cdot a - R_{Hy} \cdot b - F_{t6} \cdot (b + c) = 0 \quad (3.7.53)$$

$$R_{Hy} = \frac{F_{t7} \cdot a - F_{t6} \cdot (b + c)}{b} = \frac{8976 \cdot 112,5 - 7154 \cdot (73 + 45)}{73}$$

$$R_{Hy} = 2269 \text{ N}$$

$$R_{Gy} = F_{t7} + R_{Hy} + F_{t6} = 8976 + 2269 + 7154 = 18399 \text{ N}$$

- Vnitřní statické účinky

- Rovina X-Z

I. řez $x \in \langle 0; a \rangle$

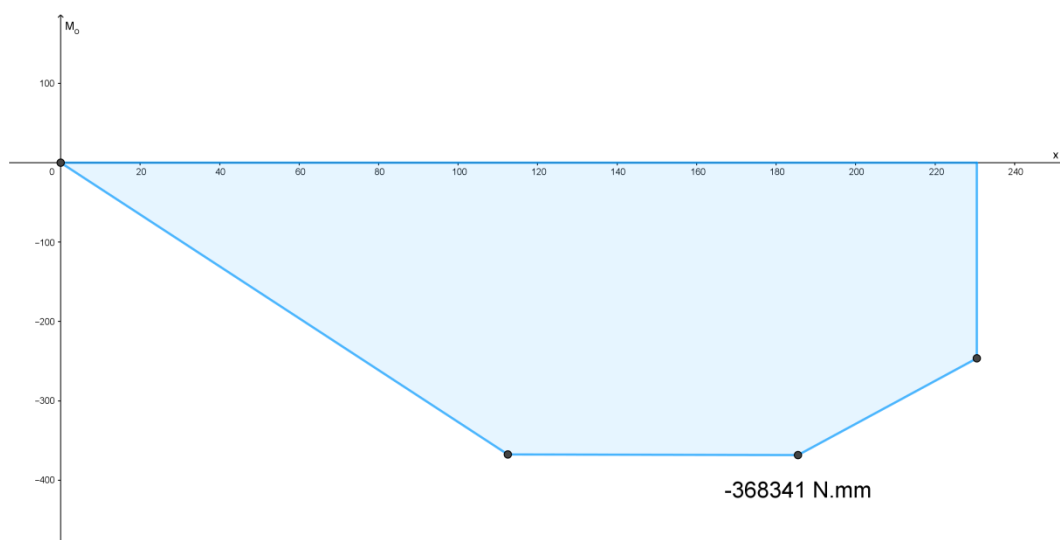
$$M_{o1}(x) = -F_{r7} \cdot x \quad (3.7.54)$$

II. řez $x \in \langle a; a + b \rangle$

$$M_{o2}(x) = -F_{r7} \cdot x + R_{Gz} \cdot (x - a) \quad (3.7.55)$$

III. řez $x \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

$$M_{o3}(x) = -F_{r7} \cdot x + R_{Gz} \cdot (x - a) - R_{Hz} \cdot (x - a - b) \quad (3.7.56)$$



Obr. 3.7.19 Graf ohybového momentu hřídele 4 v rovině X-Z

Maximální ohybový moment v rovině X-Z se nalézá na souřadnici $x = 185,5$ a je roven $M_{oXZmax} = -368341 \text{ N} \cdot \text{mm}$

- Rovina X-Y

I. řez $x \in \langle 0; a \rangle$

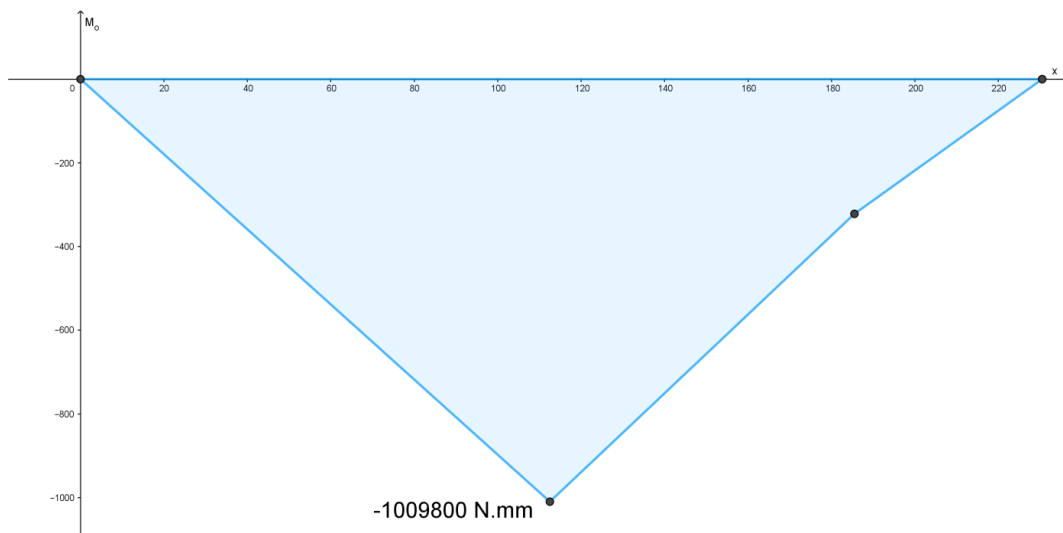
$$M_{o1}(x) = -F_{t7} \cdot x \quad (3.7.57)$$

II. řez $x \in \langle a; a + b \rangle$

$$M_{o2}(x) = -F_{t7} \cdot x + R_{Gy} \cdot (x - a) \quad (3.7.58)$$

III. řez $x \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

$$M_{o3}(x) = -F_{t7} \cdot x + R_{Gy} \cdot (x - a) + R_{Hy} \cdot (x - a - b) \quad (3.7.59)$$



Obr. 3.7.20 Graf ohybového momentu hřídele 4 v rovině X-Y

Maximální ohybový moment v rovině X-Y se nalézá na souřadnici $x = 112,5$ a je roven $M_{oXYmax} = -1009800 \text{ N} \cdot \text{mm}$

- Maximální ohybový moment na hřídeli

$$M_{o4max} = \sqrt{M_{oXZmax}^2 + M_{oXYmax}^2} = \sqrt{368341^2 + 1009800^2}$$

$$M_{o4max} = 1074882 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.7.60)$$

3.8 Návrh průměrů a pevnostní kontroly hřídelí

3.8.1 Hřídel 1 (vstupní)

Pro vstupní hřídel byl zvolen materiál 11 500. Hodnoty vyplývají z [3].

$$R_m = 470 \text{ MPa} \quad R_e = 245 \text{ MPa} \quad \sigma_{oc} = 175 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Do} = 70 \text{ MPa}$$

$$\tau_{KK} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{245}{\sqrt{3}} = 141 \text{ MPa} \quad (3.8.1)$$

- Návrh průměru

$$M_{o1max} = 79478 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{k1} = 72946 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \alpha_\beta = 0,6$$

$$M_{ored1} = \sqrt{M_{o1max}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_\beta \cdot M_{k1})^2} \quad (3.8.2)$$

$$M_{ored1} = \sqrt{79478^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 72946)^2} = 88054 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored1}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 88054}{\pi \cdot 70}} = 23,4 \text{ mm} \quad (3.8.3)$$

Volím minimální průměr hřídele $d_1 = 25 \text{ mm}$.

Pevnostní kontrola

Pevnostní kontrolu provádím v místě s největší pravděpodobností vzniku únavového lomu a to v místě osazení hřídele u kuželového kola 1 na souřadnici $x = 30,5 \text{ mm}$, $d_1 = 25 \text{ mm}$, $R = 0,5 \text{ mm}$. Hodnoty vyplývají z [3].

$$\begin{aligned} \varepsilon_m &= 0,94 & \varepsilon_p &= 0,84 & \beta &= 1,8 \\ M_{o1(vrub)} &= \sqrt{M_{oXZ(vrub)}^2 + M_{oXY(vrub)}^2} = \sqrt{24542^2 + 54443^2} = \\ &= 59719 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (3.8.4)$$

- Kontrola na střídavý ohyb

$$\begin{aligned} \sigma_o &= \frac{M_{o1(vrub)}}{W_{o1}} = \frac{M_{o1(vrub)}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{59719}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} = 38,9 \text{ MPa} \\ \sigma_{oc}^* &= \sigma_{oc} \cdot \frac{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_p}{\beta} = 175 \cdot \frac{0,94 \cdot 0,84}{1,8} = 76,8 \text{ MPa} \\ k_\sigma &= \frac{\sigma_{oc}^*}{\sigma_o} = \frac{76,8}{38,9} = 1,97 \end{aligned} \quad (3.8.5)$$

- Kontrola na statický krut

$$\begin{aligned} \tau_K &= \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = \frac{72946}{\frac{\pi \cdot 25^3}{16}} = 23,8 \text{ MPa} \\ k_\tau &= \frac{\tau_{KK}}{\tau_K} = \frac{141}{23,8} = 5,92 \end{aligned} \quad (3.8.6)$$

- Celková bezpečnost

$$k = \sqrt{\frac{k_\tau^2 \cdot k_\sigma^2}{k_\tau^2 + k_\sigma^2}} = \sqrt{\frac{5,92^2 \cdot 1,97^2}{5,92^2 + 1,97^2}} = 1,87 \quad (3.8.7)$$

3.8.2 Hřídel 2

Pro hřídel 2 byl zvolen materiál 11 600. Hodnoty vyplývají z [3].

$$\begin{aligned} R_m &= 590 \text{ MPa} & R_e &= 295 \text{ MPa} & \sigma_{oc} &= 210 \text{ MPa} \\ \sigma_{Do} &= 85 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\tau_{KK} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{295}{\sqrt{3}} = 170 \text{ MPa} \quad (3.8.8)$$

- Návrh průměru

$$M_{o2max} = 184292 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{k2} = 165952 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \alpha_\beta = 0,6$$

$$M_{ored2} = \sqrt{M_{o2max}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_\beta \cdot M_{k2})^2} \quad (3.8.9)$$

$$M_{ored2} = \sqrt{192297^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 184292)^2} = 214822 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored2}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 214822}{\pi \cdot 85}} = 29,5 \text{ mm} \quad (3.8.10)$$

Volím minimální průměr hřídele $d_2 = 30 \text{ mm}$.

Pevnostní kontrola

Pevnostní kontrolu provádím v místě s největší pravděpodobností vzniku únavového lomu a to v místě osazení hřídele u čelního kola 3 na souřadnici $x = 32,5 \text{ mm}$, $d_2 = 32 \text{ mm}$,

$R = 0,5 \text{ mm}$. Hodnoty vyplývají z [3].

$$\varepsilon_m = 0,9 \quad \varepsilon_p = 0,84 \quad \beta = 2,2$$

$$M_{o2(vrub)} = \sqrt{M_{oXZ(vrub)}^2 + M_{oXY(vrub)}^2} = \sqrt{95864^2 + 118560^2} = 152468 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.11)$$

- Kontrola na střídavý ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_{o2(vrub)}}{W_{o2}} = \frac{M_{o2(vrub)}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{152468}{\frac{\pi \cdot 32^3}{32}} = 47,4 \text{ MPa} \quad (3.8.12)$$

$$\sigma_{oC}^* = \sigma_{oC} \cdot \frac{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_p}{\beta} = 210 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,84}{2,2} = 72,2 \text{ MPa}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{oC}^*}{\sigma_o} = \frac{72,2}{47,4} = 1,52$$

- Kontrola na statický krut

$$\tau_K = \frac{M_{k2}}{W_{k2}} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} = \frac{165952}{\frac{\pi \cdot 32^3}{16}} = 25,8 \text{ MPa}$$

$$k_\tau = \frac{\tau_{KK}}{\tau_K} = \frac{170}{25,8} = 6,59 \quad (3.8.13)$$

- Celková bezpečnost

$$k = \sqrt{\frac{k_\tau^2 \cdot k_\sigma^2}{k_\tau^2 + k_\sigma^2}} = \sqrt{\frac{6,59^2 \cdot 1,52^2}{6,59^2 + 1,52^2}} = 1,48 \quad (3.8.14)$$

3.8.3 Hřídel 3

Pro hřídel 3 byl zvolen materiál 11 600. Hodnoty vyplývají z [3].

$$R_m = 590 \text{ MPa} \quad R_e = 295 \text{ MPa} \quad \sigma_{oC} = 210 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Do} = 85 \text{ MPa}$$

$$\tau_{KK} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{295}{\sqrt{3}} = 170 \text{ MPa} \quad (3.8.15)$$

- Návrh průměru

$$M_{o3max} = 447740 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{k3} = 377684 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \alpha_\beta = 0,6$$

$$M_{ored3} = \sqrt{M_{o3max}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_\beta \cdot M_{k2})^2} \quad (3.8.16)$$

$$M_{ored3} = \sqrt{447740^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 377684)^2} = 488861 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored3}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 488861}{\pi \cdot 85}} = 38,8 \text{ mm} \quad (3.8.17)$$

Volím minimální průměr hřídele $d_3 = 40 \text{ mm}$.

Pevnostní kontrola

Pevnostní kontrolu provádím v místě s největší pravděpodobností vzniku únavového lomu a to v místě osazení hřídele u ložiska E na souřadnici $x = 61,5 \text{ mm}$, $d_3 = 45 \text{ mm}$, $R = 0,5 \text{ mm}$. Hodnoty vyplývají z [3].

$$\varepsilon_m = 0,84 \quad \varepsilon_p = 0,84 \quad \beta = 2,3$$

$$M_{o3(vrub)} = \sqrt{M_{oXZ(vrub)}^2 + M_{oXY(vrub)}^2} = \sqrt{228707^2 + 357663^2} =$$

$$= 424535 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.18)$$

- Kontrola na střídavý ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_{o3(vrub)}}{W_{o3}} = \frac{M_{o2(vrub)}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = \frac{424535}{\frac{\pi \cdot 45^3}{32}} = 47,5 \text{ MPa} \quad (3.8.19)$$

$$\sigma_{oC}^* = \sigma_{oC} \cdot \frac{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_p}{\beta} = 210 \cdot \frac{0,84 \cdot 0,84}{2,3} = 64,4 \text{ MPa}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{oC}^*}{\sigma_o} = \frac{64,4}{47,5} = 1,36$$

- Kontrola na statický krut

$$\tau_K = \frac{M_{k3}}{W_{k3}} = \frac{M_{k3}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{377684}{\frac{\pi \cdot 45^3}{16}} = 21,1 \text{ MPa}$$

$$k_{\tau} = \frac{\tau_{KK}}{\tau_K} = \frac{170}{21,1} = 8,06 \quad (3.8.20)$$

- Celková bezpečnost

$$k = \sqrt{\frac{k_{\tau}^2 \cdot k_{\sigma}^2}{k_{\tau}^2 + k_{\sigma}^2}} = \sqrt{\frac{8,06^2 \cdot 1,36^2}{8,06^2 + 1,36^2}} = 1,63 \quad (3.8.21)$$

3.8.4 Hřídel 4 (výstupní)

Pro hřídel 4 byl zvolen materiál 11 600. Hodnoty vyplývají z [3].

$$R_m = 590 \text{ MPa} \quad R_e = 295 \text{ MPa} \quad \sigma_{oc} = 210 \text{ MPa} \\ \sigma_{Do} = 85 \text{ MPa}$$

$$\tau_{KK} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{295}{\sqrt{3}} = 170 \text{ MPa} \quad (3.8.22)$$

- Návrh průměru

$$M_{o4max} = 1074882 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{k4} = 859557 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \alpha_{\beta} = 0,6$$

$$M_{ored4} = \sqrt{M_{o4max}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_{\beta} \cdot M_{k4})^2} \quad (3.8.23)$$

$$M_{ored4} = \sqrt{1074882^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 859557)^2} = 1163984 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored4}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1163984}{\pi \cdot 85}} = 51,9 \text{ mm} \quad (3.8.24)$$

Volím minimální průměr hřídele $d_4 = 55 \text{ mm}$.

Pevnostní kontrola

Pevnostní kontrolu provádím v místě s největší pravděpodobností vzniku únavového lomu a to v místě osazení hřídele u ložiska H na souřadnici $x = 179 \text{ mm}$, $d_4 = 55$, $R = 0,5 \text{ mm}$.

Hodnoty vyplývají z [3].

$$\varepsilon_m = 0,8 \quad \varepsilon_p = 0,84 \quad \beta = 2,2$$

$$M_{o4(vrub)} = \sqrt{M_{oXZ(vrub)}^2 + M_{oXY(vrub)}^2} = \sqrt{368269^2 + 383171^2} = 531453 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.8.25)$$

- Kontrola na střídavý ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_{o4(vrub)}}{W_{o4}} = \frac{M_{o4(vrub)}}{\frac{\pi \cdot d_4^3}{32}} = \frac{531453}{\frac{\pi \cdot 55^3}{32}} = 32,5 \text{ MPa} \quad (3.8.26)$$

$$\sigma_{oC}^* = \sigma_{oC} \cdot \frac{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_p}{\beta} = 210 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,84}{2,2} = 64,1 \text{ MPa}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{oC}^*}{\sigma_o} = \frac{64,1}{32,5} = 1,97$$

- Kontrola na statický krut

$$\tau_K = \frac{M_{k4}}{W_{k4}} = \frac{M_{k4}}{\frac{\pi \cdot d_4^3}{16}} = \frac{859557}{\frac{\pi \cdot 55^3}{16}} = 26,3 \text{ MPa}$$

$$k_\tau = \frac{\tau_{KK}}{\tau_K} = \frac{170}{26,3} = 6,46 \quad (3.8.27)$$

- Celková bezpečnost

$$k = \sqrt{\frac{k_\tau^2 \cdot k_\sigma^2}{k_\tau^2 + k_\sigma^2}} = \sqrt{\frac{6,46^2 \cdot 1,97^2}{6,46^2 + 1,97^2}} = 1,88 \quad (3.9.28)$$

3.9 Návrh ložisek

Všechna ložiska budou dimenzována na minimální hodnotu trvanlivosti 10 000 hodin.

Ložiska byla vybrána od firmy SKF [7].

3.9.1 Ložisko A

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{609^2 + 2040^2} = 2129 \text{ N} \quad (3.9.1)$$

$$F_{aA} = F_{Ax} = 0 \text{ N} \quad (3.9.2)$$

$$P = F_{rA} = 2129 \text{ N} \quad (3.9.3)$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{n_1 \cdot L_h \cdot 60}{10^6}} = 2129 \cdot \sqrt[3]{\frac{720 \cdot 10000 \cdot 60}{10^6}} = 16094 \text{ N} \quad (3.9.4)$$

V místě A volím jednořadé kuličkové ložisko W 6206.

$$C = 16500 \text{ N} \quad C_0 = 11200 \text{ N} \quad B = 16 \text{ mm} \quad d = 30 \text{ mm}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n_1 \cdot 60} = \left(\frac{16500}{2129}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{720 \cdot 60} = 10776 \text{ h} \quad (3.9.5)$$

3.9.2 Ložisko B

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{269^2 + 3825^2} = 3834 \text{ N} \quad (3.9.6)$$

$$F_{aB} = R_{Bx} = 854 \text{ N} \quad (3.9.7)$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{854}{3834} = 0,223 \leq 1,14 \Rightarrow P = F_{rB} \quad (3.9.8)$$

$$P = F_{rB} = 3834 \text{ N} \quad (3.9.9)$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{n_1 \cdot L_h \cdot 60}{10^6}} = 3834 \cdot \sqrt[3]{\frac{720 \cdot 10000 \cdot 60}{10^6}} = 28983 \text{ N} \quad (3.9.10)$$

V místě B volím dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem 7306 BEP.

$$C = 32500 \text{ N} \quad C_0 = 19300 \text{ N} \quad B = 19 \text{ mm} \quad d = 30 \text{ mm}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n_1 \cdot 60} = \left(\frac{32500}{3834}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{720 \cdot 60} = 14100 \text{ h} \quad (3.9.11)$$

3.9.3 Ložisko C

- Bez reverzace

$$F_{rC} = \sqrt{R_{Cz}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{818^2 + 683^2} = 1066 \text{ N} \quad (3.9.12)$$

$$F_{aC} = F_{Cx} = 0 \text{ N} \quad (3.9.13)$$

$$P = F_{rC} = 1066 \text{ N} \quad (3.9.14)$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{n_2 \cdot L_h \cdot 60}{10^6}} = 1066 \cdot \sqrt[3]{\frac{310 \cdot 10000 \cdot 60}{10^6}} = 6085 \text{ N} \quad (3.9.15)$$

- S reverzací

$$F_{rC} = \sqrt{R_{Cz}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{147^2 + 365^2} = 393 \text{ N} \quad (3.9.16)$$

$$F_{aC} = F_{Cx} = 0 \text{ N} \quad (3.9.17)$$

$$P = F_{rC} = 393 \text{ N} \quad (3.9.18)$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{n_2 \cdot L_h \cdot 60}{10^6}} = 393 \cdot \sqrt[3]{\frac{310 \cdot 10000 \cdot 60}{10^6}} = 2243 \text{ N} \quad (3.9.19)$$

V místě C podle největšího zatížení volím jednořadé kuličkové ložisko W 61906.

$$C = 6240 \text{ N} \quad C_0 = 5000 \text{ N} \quad B = 9 \text{ mm} \quad d = 30 \text{ mm}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n_2 \cdot 60} = \left(\frac{6240}{1066}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{310 \cdot 60} = 10784 \text{ h} \quad (3.9.20)$$

3.9.4 Ložisko D

- Bez reverzace

$$F_{rD} = \sqrt{R_{Dz}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{3061^2 + 6116^2} = 6839 \text{ N} \quad (3.9.21)$$

$$F_{aD} = R_{Dx} = 1455 \text{ N} \quad (3.9.22)$$

$$\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = \frac{1455}{6839} = 0,213 \leq 1,14 \Rightarrow P = F_{rD} \quad (3.9.23)$$

$$P = F_{rD} = 6839 \text{ N} \quad (3.9.24)$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{n_2 \cdot L_h \cdot 60}{10^6}} = 6839 \cdot \sqrt[3]{\frac{310 \cdot 10000 \cdot 60}{10^6}} = 39039 \text{ N} \quad (3.9.25)$$

- S reverzací

$$F_{rD} = \sqrt{R_{Dz}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{2096^2 + 5068^2} = 5484 \text{ N} \quad (3.9.26)$$

$$F_{aD} = R_{Dx} = 775 \text{ N} \quad (3.9.27)$$

$$\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = \frac{775}{5484} = 0,141 \leq 1,14 \Rightarrow P = F_{rD} \quad (3.9.28)$$

$$P = F_{rD} = 5484 \text{ N} \quad (3.9.29)$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{n_2 \cdot L_h \cdot 60}{10^6}} = 5484 \cdot \sqrt[3]{\frac{310 \cdot 10000 \cdot 60}{10^6}} = 31304 \text{ N} \quad (3.9.30)$$

V místě D podle největšího zatížení volím jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem 7307 BEGAP.

$$C = 41500 \text{ N} \quad C_0 = 26500 \text{ N} \quad B = 21 \text{ mm} \quad d = 35 \text{ mm}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n_2 \cdot 60} = \left(\frac{41500}{6839}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{310 \cdot 60} = 12013 \text{ h} \quad (3.9.31)$$

3.9.5 Ložisko E

$$F_{rE} = \sqrt{R_{Ez}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{4862^2 + 8664^2} = 9935 \text{ N} \quad (3.9.32)$$

$$F_{aE} = F_{Ex} = 3166 \text{ N} \quad (9.9.33)$$

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = \frac{3166}{9935} = 0,319 \leq 1,14 \Rightarrow P = F_{rE} \quad (3.9.34)$$

$$P = F_{rE} = 9935 \text{ N} \quad (9.9.35)$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{n_3 \cdot L_h \cdot 60}{10^6}} = 9935 \cdot \sqrt[3]{\frac{136 \cdot 10000 \cdot 60}{10^6}} = 43092 \text{ N} \quad (3.9.36)$$

V místě E volím jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem 7209 ACCBM .

$$C = 44000 \text{ N} \quad C_0 = 32000 \text{ N} \quad B = 19 \text{ mm} \quad d = 45 \text{ mm}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n_3 \cdot 60} = \left(\frac{44000}{9935}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{136 \cdot 60} = 10645 \text{ h} \quad (3.9.37)$$

3.9.6 Ložisko F

$$F_{rF} = \sqrt{R_{Fz}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{764^2 + 2138^2} = 2270 \text{ N} \quad (3.9.38)$$

$$F_{aB} = F_{Bx} = 0 \text{ N} \quad (3.9.39)$$

$$P = F_{rB} = 2270 \text{ N} \quad (3.9.40)$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{n_3 \cdot L_h \cdot 60}{10^6}} = 2270 \cdot \sqrt[3]{\frac{136 \cdot 10000 \cdot 60}{10^6}} = 9846 \text{ N} \quad (3.9.41)$$

V místě F volím jednořadé kuličkové ložisko W 61909.

$$C = 12100 \text{ N} \quad C_0 = 10800 \text{ N} \quad B = 12 \text{ mm} \quad d = 45 \text{ mm}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n_3 \cdot 60} = \left(\frac{12100}{2270}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{136 \cdot 60} = 18560 \text{ h} \quad (3.9.42)$$

3.9.7 Ložisko G

$$F_{rG} = \sqrt{R_{Gz}^2 + R_{Gy}^2} = \sqrt{3256^2 + 18399^2} = 18685 \text{ N} \quad (3.9.43)$$

$$F_{aG} = F_{Gx} = 2051 \text{ N} \quad (3.9.44)$$

$$\frac{F_{aG}}{F_{rG}} = \frac{2051}{18685} = 0,110 \leq 1,14 \Rightarrow P = F_{rB} \quad (3.9.45)$$

$$P = F_{rE} = 18685 \text{ N} \quad (3.9.46)$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{n_4 \cdot L_h \cdot 60}{10^6}} = 18685 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 10000 \cdot 60}{10^6}} = 61697 \text{ N} \quad (3.9.47)$$

V místě G volím jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem 7215 BEP.

$$C = 70200 \text{ N} \quad C_0 = 60000 \text{ N} \quad B = 25 \text{ mm} \quad d = 75 \text{ mm}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n_4 \cdot 60} = \left(\frac{70200}{18685}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 60} = 14731 \text{ h} \quad (3.9.48)$$

3.9.8 Ložisko H

$$F_{rH} = \sqrt{R_{Hz}^2 + R_{Hy}^2} = \sqrt{2720^2 + 2269^2} = 3542 \text{ N} \quad (3.9.49)$$

$$F_{aB} = F_{Bx} = 0 \text{ N} \quad (3.9.50)$$

$$P = F_{rB} = 3542 \text{ N} \quad (3.9.51)$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{n_4 \cdot L_h \cdot 60}{10^6}} = 3542 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 10000 \cdot 60}{10^6}} = 11695 \text{ N} \quad (3.9.52)$$

V místě H volím jednořadé kuličkové ložisko W 61911.

$$C = 14300 \text{ N} \quad C_0 = 14000 \text{ N} \quad B = 13 \text{ mm} \quad d = 55 \text{ mm}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n_4 \cdot 60} = \left(\frac{14300}{3542}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 60} = 18279 \text{ h} \quad (3.9.53)$$

3.10 Návrh spojení hřídelí a ozubených kol

Ke spojení hřídelí a ozubených kol bude docházet pomocí pevných nebo pohyblivých spojů. Kuželové kolo 1 bude na hřídeli upevněno pomocí rovnobokého drážkování a bude zajištěno pojistnou maticí KM 4. Do kuželových kol na hřídeli 2 jsou nalisována kluzná pouzdra, aby se mohla na hřídeli volně otáčet. Všechna čelní ozubená kola se šikmým ozubením jsou s hřídeli pevně spojena pomocí nalisování. Zároveň budou ještě zabezpečena pojistnými kroužky. Pastorek na výstupu je upevněn pomocí těsného pera a je proti pohybu zajištěn pojistnou maticí KM 14. V následujících podkapitolách bude uveden výpočet výše uvedených pevných spojení.

3.10.1 Hřídel 1

- Kuželové kolo 1

Pro hřídel 1 byl v kapitole 3.8.1 zvolen materiál 11 500. Následující hodnoty vyplývají z [3].

$$M_{k1} = 72946 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \tau_{Dk} = 70 \text{ MPa} \quad d_{h1} = 25 \text{ mm}$$

$$d_{h1min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 72946}{\pi \cdot 70}} = 17,4 \text{ mm} \quad (3.10.1)$$

Podle vztahu 3.10.1 volím rovnoboké drážkování 6 x 21 x 25.

$$p_D = 120 \text{ MPa} \quad f' = 6,3 \text{ mm}^2/\text{mm} \quad d_{h1} \leq l \leq 2d_{h1}$$

$$l \geq \frac{4 \cdot M_{k1}}{(d_1 + d_2) \cdot p_D \cdot f'} = \frac{4 \cdot 72946}{(21 + 25) \cdot 120 \cdot 6,3} = 8,4 \text{ mm} \quad (3.10.2)$$

Volím délku rovnobokého drážkování $l = 30 \text{ mm}$.

3.10.2 Hřídel 2

- Čelní kolo 3

$$d_{h2} = 32 \text{ mm} \quad h_3 = 55 \text{ mm} \quad M_{k2} = 165952 \text{ N.mm} \quad f = 0,15$$

$$k = 1,2 \quad d_3 = 90,98 \text{ mm}$$

Výpočet minimálního kontaktního tlaku

$$p_{3min} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot d_{h2}^2 \cdot h_3 \cdot f} \cdot k = \frac{2 \cdot 165952}{\pi \cdot 32^2 \cdot 55 \cdot 0,15} \cdot 1,2 = 15 \text{ MPa} \quad (3.10.3)$$

Výpočet minimálního přesahu

$$\Delta d_{3min} = \frac{d_{h2}}{E} \cdot p_{3min} \cdot (1 + C^{II}) \quad (3.10.4)$$

$$C^{II} = \frac{d_3 + d_{h2}}{d_3 - d_{h2}} = \frac{90,98 + 32}{90,98 - 32} = 2,09 \quad (3.10.5)$$

$$\Delta d_{3min} = \frac{d_{h2}}{E} \cdot p_{3min} \cdot (1 + C^{II}) = \frac{32}{2,1 \cdot 10^5} \cdot 15 \cdot (1 + 2,09) = 7,06 \text{ } \mu\text{m}$$

Ze strojnických tabulek [3] volím tolerance 32H7 a 32r6.

3.10.3 Hřídel 3

- Čelní kolo 4

$$d_{h3} = 40 \text{ mm} \quad h_4 = 60 \text{ mm} \quad M_{k3} = 377684 \text{ N.mm} \quad f = 0,15$$

$$k = 1,2 \quad d_4 = 207,05 \text{ mm}$$

Výpočet minimálního kontaktního tlaku

$$p_{4min} = \frac{2 \cdot M_{k3}}{\pi \cdot d_{h3}^2 \cdot h_4 \cdot f} \cdot k = \frac{2 \cdot 377684}{\pi \cdot 40^2 \cdot 60 \cdot 0,15} \cdot 1,2 = 20 \text{ MPa} \quad (3.10.6)$$

Výpočet minimálního přesahu

$$\Delta d_{4min} = \frac{d_{h3}}{E} \cdot p_{4min} \cdot (1 + C^{II}) \quad (3.10.7)$$

$$C^{II} = \frac{d_4 + d_{h3}}{d_4 - d_{h3}} = \frac{207,05 + 40}{207,05 - 40} = 1,48 \quad (3.10.8)$$

$$\Delta d_{4min} = \frac{d_{h3}}{E} \cdot p_{4min} \cdot (1 + C^{II}) = \frac{40}{2,1 \cdot 10^5} \cdot 20 \cdot (1 + 1,48) = 9,45 \text{ } \mu\text{m}$$

Ze strojnických tabulek [3] volím tolerance 40H7 a 40s6.

- Čelní kolo 5

$$d_{h3} = 40 \text{ mm} \quad h_5 = 70 \text{ mm} \quad M_{k3} = 377684 \text{ N.mm} \quad f = 0,15$$

$$k = 1,2 \quad d_5 = 105,59 \text{ mm}$$

Výpočet minimálního kontaktního tlaku

$$p_{5min} = \frac{2 \cdot M_{k3}}{\pi \cdot d_{h3}^2 \cdot h_5 \cdot f} \cdot k = \frac{2 \cdot 377684}{\pi \cdot 40^2 \cdot 70 \cdot 0,15} \cdot 1,2 = 17,2 \text{ MPa} \quad (3.10.9)$$

Výpočet minimálního přesahu

$$\Delta d_{5min} = \frac{d_{h3}}{E} \cdot p_{5min} \cdot (1 + C^{II}) \quad (3.10.10)$$

$$C^{II} = \frac{d_5 + d_{h3}}{d_5 - d_{h3}} = \frac{105,59 + 40}{105,59 - 40} = 2,22 \quad (3.10.11)$$

$$\Delta d_{5min} = \frac{d_{h3}}{E} \cdot p_{5min} (1 + C^{II}) = \frac{40}{2,1 \cdot 10^5} \cdot 17,2 (1 + 2,22) = 10,55 \mu m$$

Ze strojnických tabulek [3] volím tolerance 40H7 a 40s6.

3.10.4 Hřídel 4

- Čelní kolo 6

$$d_{h6} = 55 \text{ mm} \quad h_6 = 66 \text{ mm} \quad M_{k4} = 859557 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad f = 0,15$$

$$k = 1,2 \quad d_6 = 240,31 \text{ mm}$$

Výpočet minimálního kontaktního tlaku

$$p_{6min} = \frac{2 \cdot M_{k4}}{\pi \cdot d_{h4}^2 \cdot h_6 \cdot f} \cdot k = \frac{2 \cdot 859557}{\pi \cdot 55^2 \cdot 66 \cdot 0,15} \cdot 1,2 = 21,9 \text{ MPa} \quad (3.10.12)$$

Výpočet minimálního přesahu

$$\Delta d_{6min} = \frac{d_{h4}}{E} \cdot p_{6min} \cdot (1 + C^{II}) \quad (3.10.13)$$

$$C^{II} = \frac{d_6 + d_{h4}}{d_6 - d_{h4}} = \frac{240,31 + 55}{240,31 - 55} = 1,59 \quad (3.10.14)$$

$$\Delta d_{6min} = \frac{d_{h4}}{E} \cdot p_{6min} (1 + C^{II}) = \frac{55}{2,1 \cdot 10^5} \cdot 21,9 (1 + 1,59) = 14,86 \mu m$$

Ze strojnických tabulek [3] volím tolerance 55H7 a 55s6.

- Kuželové kolo 7

$$d_4 = 75 \text{ mm} \quad h = 12 \text{ mm} \quad p_D = 120 \text{ MPa} \quad M_{k4} = 859557 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$l_{7min} \geq \frac{2 \cdot M_{k4}}{0,45 \cdot p_D \cdot d_4 \cdot h} = \frac{2 \cdot 859557}{0,45 \cdot 120 \cdot 75 \cdot 12} = 35,4 \text{ mm} \quad (3.10.15)$$

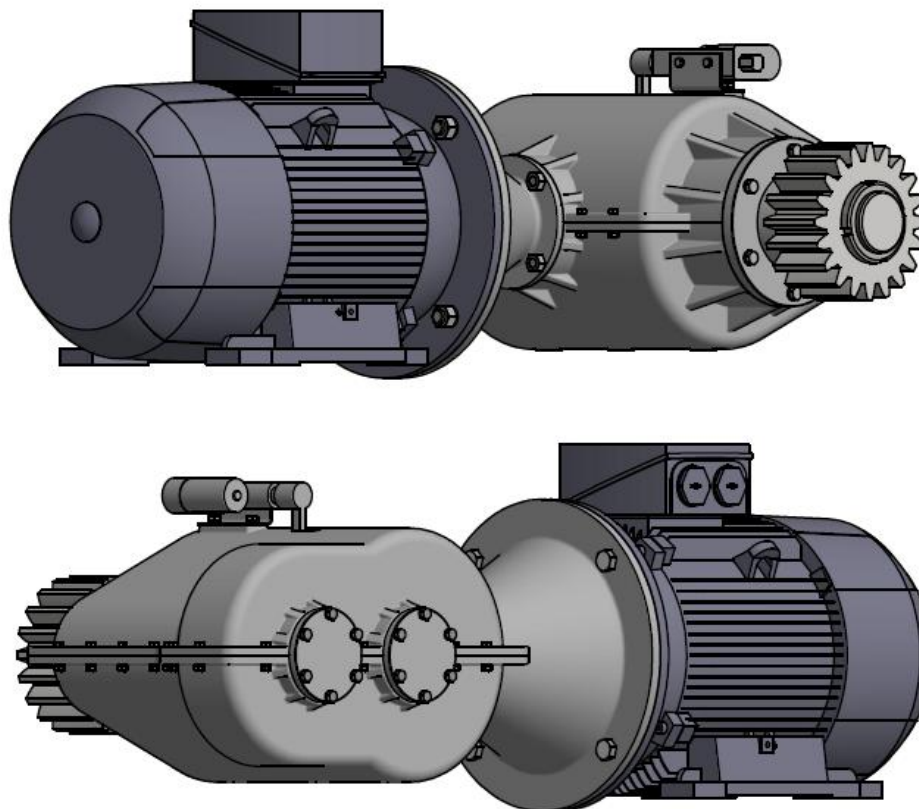
Podle vztahu 3.10.12 volím pero 20e7 x 12 x 100 ČSN 02 2562.

4 Finální konstrukce sloupového nákladního výtahu Geda 500Z

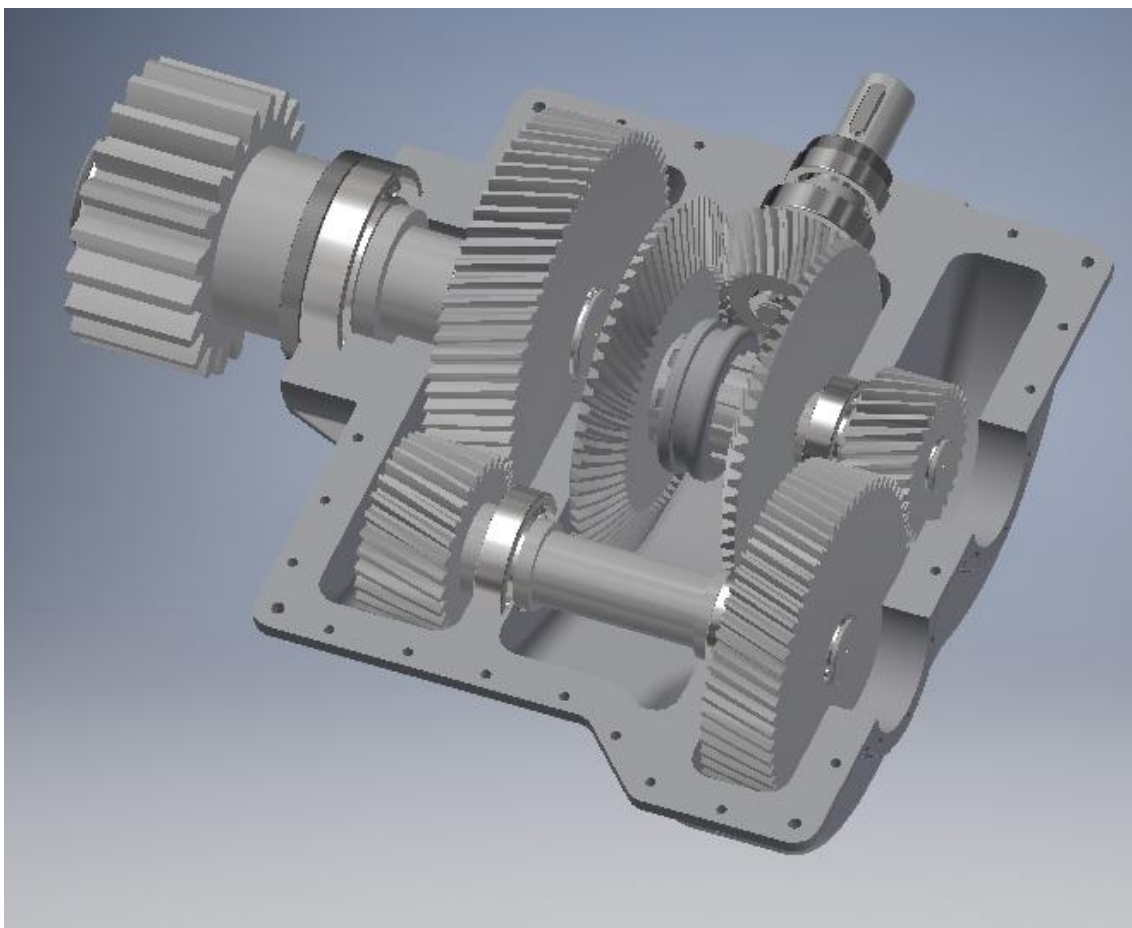
Na přiložených obrázcích je vidět celá konstrukce výtahu.



Obr. 4.1 Geda 500Z



Obr. 4.2 Sestava elektromotoru a převodovky



Obr. 4.3 Převodovka

5 Ekonomické zhodnocení

Ekonomické zhodnocení je jedním z důležitých aspektů při návrhu kteréhokoli zařízení. Vždy je potřeba zvolit vhodný poměr mezi cenou a způsobem zpracování.

První položkou na seznamu je elektromotor Siemens 1LE1002-1DD33-4JA4, který lze zakoupit za 15 913 Kč. Na ten navazuje pružná hřídelová spojka GE-T 38A-45B, jejíž cena je 683 Kč. Cena dvoudílné převodové skříně není dobře zjistitelná. Musí se nechat vyrobit forma na zakázku a její cena může dosáhnout až jednoho miliónu korun. Po odlití skříně je potřeba smontovat obě půlky a společně obrobit funkční plochy pro ložiska. Je to finančně nákladná technologie, jejíž cena se postupně umoří v sériové výrobě. Stejně je to i s výrobou ozubených kol a hřídelí, které by se musely poptat u určité firmy, aby zpracovali cenovou nabídku. Řazení reverzace je řešeno pomocí lineárního 12V motoru, který stojí 1 537 Kč. Dále byly použity normalizované díly, které cenu zařízení snižují. Všech deset ložisek použitých v převodovce lze pořídit za 10 994 Kč. Na zamezení úniku oleje z převodovky kolem vstupního a výstupního hřídele byly použity gufera v hodnotě 158 Kč. Rám výtahu je svařen

z profilu I 120 a trubek čtvercového průřezu 80x5. Na sklápěcí bočnice byly použity trubky obdélníkového průřezu 80x30x2 a 35x20x1,5. Na podlahu byl zvolen lískový plech o tloušťce 3 mm. Cena všech těchto profilů a plechů činí 19 450 Kč. Výtah se pohybuje po sloupu svařeného z trubek kruhového průřezu 60,3x10 do tvaru rovnostranného trojúhelníku. Jeden segment je vysoký 3 m a jeho cena vychází na 4 227 Kč.

Všechny ceny jsou uvedeny bez DPH a jsou shrnuty v tabulce 5.1.

Tabulka 5.1 Souhrn nákladů

Normalizovaný díl	Cena bez DPH [Kč]
Elektromotor Siemens	15 913
Hřídelová spojka	683
Lineární motor 12V	1 537
Ložiska	10 994
Gufera	158
Profily	23 667
Celkem	52 952

Celková částka výše uvedených dílů činí 52 952 Kč. Cena je to pouze přibližná, záleží na konkrétním dodavateli a množství odebraných kusů. Zbývá také spousta dílů, u kterých se cena nedá jednoduše stanovit. Kromě dílů je potřeba počítat i s cenou práce za obrábění, svařování a montáž. Prodejní cena kompletního výtahu by se mohla pohybovat od 300 000 do 400 000 Kč.

6 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navržení pohonu sloupového nákladního výtahu Geda 500Z. Základní parametry konstrukce a pohonu byly převzaty od výrobce KOS – KV.

Prvním krokem bylo navržení převodového mechanismu. Rozvržení soukolí, ložisek a hřídelí bylo zaneseno do skici převodovky (obr. 3.1.1). Dále následovalo souměrné rozdělení celkového převodového čísla mezi jednotlivá soukolí. Výpočtem byly stanoveny dílčí otáčky a krouticí momenty na jednotlivých hřídelích. Po těchto nezbytných krocích bylo možné přistoupit k návrhu jednotlivých komponent převodovky.

Nejprve byl proveden výpočet ozubených soukolí, který je uveden v kapitolách 3.3 až 3.6. Všechna kola, až na výstupní pastorek, disponují šikmým ozubením, které zajišťuje tišší chod a nižší vibrace. Následoval návrhový výpočet modulu ozubení a poté byl vhodně zvolen normalizovaný modul. Ten byl jako i další výpočty prováděn v programu Microsoft Excel. Tento krok celou práci velmi zjednodušil. Byla snaha, aby bylo dosaženo celočíselného součinitele trvání záběru, toho bylo nejjednodušeji docíleno změnou sklonu zubů β . Dále byly dopočítány jednotlivé hlavní rozměry a silové poměry ozubených kol. Pevnostní kontrola byla provedena z hlediska únavy v ohybu a dotyku.

Další nedílnou součástí převodového ústrojí jsou hřídele. Výpočtem byly stanoveny reakce v uložení, tj. v ložiskách. Dále byly pomocí metody řezu vypočteny vnitřní statické účinky. Zjištěné rovnice průběhu ohybových momentů byly vykresleny v programu GeoGebra. Následoval návrh minimálních průměrů hřídelí a byla provedena pevnostní kontrola v místě vrubu. Dále byla provedena kontrola na střídavý ohyb a statický krut. Velikost bezpečnosti se pohybovala od 1,48 až do 1,88.

Po zjištění velikostí reakcí v uloženích bylo možné přistoupit k počítání ložisek. V práci byla použita kuličková ložiska a v místě působení axiální síly kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Všechna ložiska musí vyhovovat podmínce minimální trvanlivosti. Ta byla stanovena na hodnotu 10 000 hodin. Ložiska byla vybírána tak, aby nebyla zbytečně předimenzovaná. Jejich trvanlivost se pohybovala od 10 645 do 18 279 hodin. Všechna ložiska byla vybrána z online katalogu firmy SKF.

Spojení ozubených kol s hřídeli bylo docíleno pomocí pevných a pohyblivých spojů. Bylo využito rovnobokého drážkování, lisovaných spojů a spojení pomocí pera.

Všechny součásti bylo potřeba umístit do převodové skříně. Ta je koncipována jako odlitek. Tato technologie byla zvolena v důsledku sériové výroby. Při jejím návrhu bylo nutné dodržovat zásady při návrhu odlitku (zkosení, zaoblení hran ...). Skříň se sestává ze dvou částí, které jsou navzájem spojeny po obvodu šrouby.

V rámci úspory nákladů bylo upuštěno od synchronizace řazení. Tato funkce není potřeba z důvodu řazení reverzace za klidu. Řazení je uskutečněno pomocí řadící objímky, která je ovládaná lineárním motorem. Toto řešení usnadňuje obsluhu výtahu.

Celá konstrukce sloupového nákladního výtahu byla vymodelována v programu Autodesk Inventor Professional 2017. K pěti vybraných dílům byly vytvořeny výrobní výkresy, rovněž ve stejném softwaru. Také byl vytvořen výkres sestavy převodovky a k ní příslušný kusovník.

Na závěr této bakalářské práce bylo zařízení ekonomicky zhodnoceno a byla odhadnuta jeho přibližná prodejní cena. Návrh pohonu sloupového nákladního výtahu Geda 500Z byl proveden dle zadaných parametrů a cíl práce byl splněn.

7 Literatura

- [1] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-573-0.
- [2] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-574-7.
- [3] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [4] *Pastorek s přímým ozubením* [online]. [cit. 2019-04-26]. Dostupné z:
<https://www.apexdynaczech.cz/produkty/pastorky-primym-ozubenim-s-drazkou-pro-pero/>
- [5] *Katalog elektromotorů Siemens ILE1* [online]. [cit. 2019-04-26]. Dostupné z:
<https://www.elektromotory.net/download.html>
- [6] *Pružné spojky* [online]. [cit. 2019-04-26]. Dostupné z:
<https://www.teatechnik.cz/pruzne-spojky/>
- [7] *Online katalog ložisek SKF* [online]. [cit. 2019-04-26]. Dostupné z:
<https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/index.html>
- [8] *Lineární pohon 50 mm 12V* [online]. [cit. 2019-05-26]. Dostupné z:
<https://www.homesolar.cz/upload/foto/linearni-pohon-50mm-12v-1964-2.jpg>
- [9] *Návrh a pevnostní výpočet ozubených kol* [online]. [cit. 2018-10-05]. Dostupné z:
http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf

Seznam použitých značek

Značky použité pro výpočet výstupního pastorku		
Značka	Název	Jednotka
d_7	průměr roztečné kružnice	mm
F_g	tíhová síla	N
M_k	krouticí moment na pastorku	N.m
M_{k4}	krouticí moment na hřídeli 4	N.m
m_{max}	nosnost výtahu	kg
m_v	hmotnost výtahu s pohonným ústrojím	kg
n_4	otáčky hřídele 4	ot/min
k	předimenzování motoru	-
Značky použité pro výpočet ozubených kol		
Značka	Název	Jednotka
a	osová vzdálenost	mm
a'_n	osová vzdálenost náhradního soukolí	mm
α	úhel záběru	°
α_{mt}	střední čelní úhel záběru	°
b_{wF}	pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na ohyb	mm
b_{wH}	pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na dotyk	mm
d_i	průměr roztečné kružnice ozubeného kola číslo i	mm
d_{ai}	průměr hlavové kružnice ozubeného kola číslo i	mm
d_{ei}	průměr vnější roztečné kružnice ozubeného kola číslo i	mm
d_{fi}	průměr patní kružnice ozubeného kola číslo i	mm
d_{mi}	průměr střední roztečné kružnice ozubeného kola číslo i	mm
d'_{ani}	průměr hlavové kružnice náhradního ozubeného kola číslo i	mm
d'_{bni}	průměr základní kružnice náhradního ozubeného kola číslo i	mm
d'_{ni}	průměr roztečné kružnice náhradního ozubeného kola číslo i	mm
ε	součinitel trvání záběru	-
ε_α	součinitel trvání záběru	-
ε_β	součinitel trvání záběru	-
f_F	pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení	-
f_H	pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice	-
F_{ai}	axiální síla na ozubeném kole číslo i	N

F_N	normálová síla na ozubeném kole číslo i	N
F_r	radiální síla na ozubeném kole číslo i	N
F_{ti}	obvodová síla na ozubeném kole číslo i	N
F_{t1}	obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 1. stupni zatížení	N
i	převodové číslo ozubeného převodu	-
k	bezpečnost	-
K_A	součinitel vnějších dynamických sil	-
K_{AS}	součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	-
K_F	součinitel přídatných zatížení (pro výpočet na ohyb)	-
K_{Fv}	součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na ohyb)	-
$K_{F\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na ohyb)	-
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na ohyb)	-
K_H	součinitel přídatných zatížení (pro výpočet na dotyk)	-
K_{Hv}	součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na dotyk)	-
$K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na dotyk)	-
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na dotyk)	-
M_{k1}	krouticí moment na hřídeli 1	N.m
M_{k2}	krouticí moment na hřídeli 2	N.m
M_{k3}	krouticí moment na hřídeli 3	N.m
M_{k4}	krouticí moment na hřídeli 4	N.m
m_m	střední modul	mm
m_n	normálový modul	mm
m_t	čelní modul	mm
m_{te}	vnější čelní modul	mm
p_{nm}	normálová rozteč na středním průměru	mm
p_t	čelní rozteč	mm

p_{tb}	základní rozteč	mm
p'_{nt}	čelní rozteč na středním průměru náhradního kola	mm
p'_{nbt}	základní rozteč na střední průměru náhradního kola	mm
R_e	výrazná mez kluzu	MPa
$R_{p0,2}$	smluvní mez kluzu určená z trvalé deformace pod zatížením (0,2% deformace)	MPa
S_{Fmin}	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	-
S_{Hmin}	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	-
V_{HV}	tvrdost povrchu (boku) zubu	HV
Y_{FS}	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	-
Y_{β}	součinitel sklonu zubu	-
Y_{ϵ}	součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb)	-
z	počet zubů	-
Z_E	součinitel mechanických vlastností materiálů (spoluzabírajících ozubených kol)	-
Z_H	součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	-
Z_R	součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběrem)	-
Z_{ϵ}	součinitel součtové délky dotykových křivek zubů	-
σ_F	ohybové napětí v nebezpečném průřezu	MPa
σ_{Flimb}	mez únavy v ohybu odpovídající bazovému počtu zatěžovacích cyklů	MPa
σ_{Fmax}	největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_{t1}	MPa
σ_{FP}	přípustné napětí v ohybu	MPa
σ_{FPmax}	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení (sílu F_{t1})	MPa
σ_{FSt}	pevnost v ohybu při největším zatížení	MPa
σ_H	napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě	MPa
σ_{Hlim}	mez únavy v dotyku odpovídající bazovému počtu zatěžovacích cyklů	MPa
σ_{Hmax}	největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t1}	MPa
σ_{HO}	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	MPa

σ_{HP}	(při $KH = 1,0$) připustné napětí v dotyku (připustný Hertzův tlak)	MPa
σ_{HPmax}	připustné napětí v dotyku při největším zatížení silou F_{t1}	MPa
Značky pro výpočet hřídelí		
Značka	Název	Jednotka
a, b, c	délka	mm
α_β	Bachův opravný součinitel	-
β	vrubový součinitel skutečného zhuštění napětí	-
d_i	průměr hřídele číslo i	mm
ε_m	součinitel velikosti součásti	-
ε_p	součinitel stavu povrchu součásti	-
F_{ai}	axiální síla i-tého kola	N
F_{ri}	radiální síla i-tého kola	N
F_{ti}	tečná síla i-tého kola	N
k	celková bezpečnost	-
k_σ	bezpečnost v ohybu	-
k_τ	bezpečnost v krutu	-
M_{ki}	krouticí moment na hřídeli číslo i	N.mm
$M_{oi(vrub)}$	ohybový moment v místě vrubu na hřídeli i	N.mm
$M_{oi(x)}$	vnitřní moment v i-tém intervalu	N.mm
M_{oimax}	maximální ohybový moment na hřídeli číslo i	N.mm
M_{oredi}	redukovaný moment na hřídeli číslo i	N.mm
Re	mez kluzu v tahu	MPa
r_i	poloměr roztečné kružnice i-tého kola	mm
R_{ix}	reakce v místě i-tého ložiska ve směru osy x	N
R_{iy}	reakce v místě i-tého ložiska ve směru osy y	N
R_{iz}	reakce v místě i-tého ložiska ve směru osy z	N
Rm	mez pevnosti v tahu	MPa
r_{mi}	poloměr střední roztečné kružnice i-tého kola	mm
σ_{Do}	dovolené napětí pro střídavý ohyb	MPa
σ_o	napětí v ohybu	MPa
σ_{oC}	mez únavy v ohybu	MPa
σ_{oC}^*	mez únavy v ohybu v místě vrubu	MPa

τ_K	napětí v krutu	MPa
τ_{KK}	mez kluzu pro statický krut	MPa
W_{oi}	modul průřezu v ohybu	mm ³
Značky pro výpočet ložisek		
Značka	Název	Jednotka
B	šířka ložiska	mm
C	dynamická únosnost	N
C_0	statická únosnost	N
d	průměr hřídele	mm
F_a	axiální síla	N
F_r	radiální síla	N
L_h	trvanlivost	h
n	otáčky	ot/min
P	ekvivalentní zatížení ložiska	N
Značky použité pro výpočet spojení ozubených kol s hřídeli		
Značka	Název	Jednotka
C''	koeficient nalisování	-
d_1	vnitřní průměr drážkování	mm
d_{1min}	minimální průměr hřídele 1	mm
d_2	vnější průměr drážkování	mm
d_{hi}	průměr hřídele číslo i	mm
d_i	průměr roztečné kružnice kola číslo i, $i = \{3,4,5,6\}$	mm
Δd_{imin}	minimální přesah pro nalisování pro ozubené kolo číslo i	μm
E	modul pružnosti v tahu	MPa
f'	součinitel smykového tření	-
f	účinná plocha drážkování	mm ²
h	výška pera pod ozubeným kolem číslo 7	mm
h_i	šířka ozubeného kola číslo i	mm
k	bezpečnost nalisování	-
l	délka rovnobokého drážkování	mm
l_{7min}	minimální délka těsného pera pod ozubeným kolem číslo 7	mm
M_{ki}	krouticí moment na hřídeli číslo i	N.mm
p_D	dovolený tlak	MPa

p_{imin}	minimální kontaktní tlak pro ozubené kolo číslo i	MPa
------------	---	-----

Přehled použitých obrázků

Obr. 2.2.1 Třífázový asynchronní elektromotor Siemens 1LE1002-1DD33-4JA4	12
Obr. 2.3.1 Pružná spojka	12
Obr. 2.4.1 Převodová skříň.....	13
Obr. 2.5.1 Lineární pohon 50 mm 12V [8]	14
Obr. 3.1.1 Skica převodovky.....	14
Obr. 3.3.1 Kuželové soukolí č. 1, 2.....	16
Obr. 3.4.1 Čelní soukolí č. 3, 4	22
Obr. 3.5.1 Čelní soukolí č. 5, 6	27
Obr. 3.6.1 Čelní ozubené kolo č. 7.....	32
Obr. 3.7.1.1 Schéma zatížení hřídele 1 v rovině X-Z.....	34
Obr. 3.7.2 Schéma zatížení hřídele 1 v rovině X-Y	35
Obr. 3.7.3 Graf ohybového momentu hřídele 1 v rovině X-Z	36
Obr. 3.7.4 Graf ohybového momentu hřídele 1 v rovině X-Y	36
Obr. 3.7.6 Schéma zatížení hřídele 2.1 v rovině X-Z.....	37
Obr. 3.7.7 Schéma zatížení hřídele 2.1 v rovině X-Y	38
Obr. 3.7.8 Graf ohybového momentu hřídele 2.1 v rovině X-Z	39
Obr. 3.7.9 Graf ohybového momentu hřídele 2.1 v rovině X-Y	40
Obr. 3.7.10 Schéma zatížení hřídele 2.2 v rovině X-Z.....	41
Obr. 3.7.11 Schéma zatížení hřídele 2.2 v rovině X-Y	42
Obr. 3.7.12 Graf ohybového momentu hřídele 2.2 v rovině X-Z	43
Obr. 3.7.13 Graf ohybového momentu hřídele 2.2 v rovině X-Y	43
Obr. 3.7.14 Schéma zatížení hřídele 3 v rovině X-Z.....	44
Obr. 3.7.15 Schéma zatížení hřídele 3 v rovině X-Y	45
Obr. 3.7.16 Graf ohybového momentu hřídele 3 v rovině X-Z	46
Obr. 3.7.17 Graf ohybového momentu hřídele 3 v rovině X-Y	46
Obr. 3.7.18 Schéma zatížení hřídele 4 v rovině X-Z.....	47
Obr. 3.7.19 Schéma zatížení hřídele 4 v rovině X-Y	48
Obr. 3.7.20 Graf ohybového momentu hřídele 4 v rovině X-Z	49
Obr. 3.7.21 Graf ohybového momentu hřídele 4 v rovině X-Y	50
Obr. 4.1 Geda 500Z.....	62

Obr. 4.2 Sestava elektromotoru a převodovky	62
Obr. 4.3 Převodovka.....	63

Přehled použitých tabulek

Tabulka 2.1 Tabulka volených parametrů.....	11
Tabulka 3.1 Parametry kuželového soukolí č. 1, 2	16
Tabulka 3.2 Parametry čelního soukolí č. 3, 4	22
Tabulka 3.3 Parametry čelního soukolí č. 5, 6	27
Tabulka 5.1 Souhrn nákladů.....	64

Seznam příloh

Příloha 1 – Výkres sestavy převodovky
Příloha 2 – Kusovník č. 1
Příloha 3 – Kusovník č. 2
Příloha 4 – Kusovník č. 3
Příloha 5 – Výkres víčka 1
Příloha 6 – Výkres ozubeného kola 3
Příloha 7 – Výkres hřídele 1
Příloha 8 – Výkres víčka 2
Příloha 9 – Výkres držáku motoru